

Request Form for Translation

The world of foreign prior art to you.

U. S. Serial No. 09/180,601

Requester's Name Alexa Doroshenk

Phone No. (703) 305-0074

Fax No. (703) 872-9428

Office Location CP3-10B14

Art Unit/Org. 1764

Group Director Jacqueline M. Stone

Is this for Board of Patent Appeals? No

Date of Request June 12, 2001

Date Needed By July 12, 2001

(Please do not write ASAP-indicate a specific date)

SPE Signature Required for RUSH: _____

Document Identification (Select One):

** (Note: Please attach a complete, legible copy of the document to be translated to this form) **

1. X Patent Document No. JP 7-56362 B2
Language Japanese
Country Code JP
Publication Date 06/14/95

2. Article Author _____
Language _____
Country _____

3. Other Type of Document _____
Country _____
Language _____

No. of Pages _____ (filled by STIC)

Document Delivery (Select Preference):

X Delivery to nearest EIC/Office
_____ Call for Pick-up
_____ Fax Back

Date: 7.9.01 (STIC Only)
Date: _____ (STIC Only)
Date: _____ (STIC Only)

STIC USE ONLY

Copy/Search

Processor: _____
Date Assigned: _____
Date filled: _____
Equivalent Found: _____ (Yes/No)

Doc. No.: _____
Country: _____

Remarks: _____

Translation

Date Logged In: 6-12-01
PTO Estimated Words: _____
Number Of Pages: 68
In-House Translation Found: _____ (Yes/No)

In-House: _____
Translator: _____
Assigned: _____
Returned: _____

Contractor: NW
Name: _____
Priority: _____
Sent: 6-13-01
Returned: 7-5-01

Translations

PTO 2001-3081

S.T.I.C. Translations Branch

Phone: (703) 308-0881
Fax: (703) 308-0989
Location: Crystal Plaza 3/4
Room: 2C01

To assist us in providing the most cost effective service, please answer these questions:

Will you accept an English Language Equivalent?

No - no equivalent available

Will you accept an English abstract?

No - no equivalent available

Would you like a consultation with a translator to review the document prior to having a complete written translation?

No - already consulted with translator

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11)特許出願公告番号

特公平7-56362

(24) (44)公告日 平成7年(1995)6月14日

(51)Int.Cl.⁶

F 2 2 B 1/02

識別記号

庁内整理番号

B 7526-3L

F I

技術表示箇所

発明の数1 (全 28 頁)

(21)出願番号 特願昭62-159707
(22)出願日 昭和62年(1987)6月29日
(65)公開番号 特開平1-6601
(43)公開日 平成1年(1989)1月11日

(71)出願人 999999999
株式会社荏原製作所
東京都大田区羽田旭町11番1号
(72)発明者 肥後 勉
東京都大田区羽田旭町11番1号 株式会社
荏原製作所内
(72)発明者 大下 孝裕
東京都大田区羽田旭町11番1号 株式会社
荏原製作所内
(72)発明者 小杉 茂
東京都大田区羽田旭町11番1号 株式会社
荏原製作所内
(74)代理人 弁理士 中本 宏 (外2名)

審査官 清田 栄章

PTO 2001-3081

S.T.I.C. Translations Branch

最終頁に続く

(54)【発明の名称】 流動層ボイラの蒸気温度昇温装置

【特許請求の範囲】

【請求項1】 炉底部より上方に向けて流動化ガスを噴出させる空気分散板を1組又は2組以上備えると共に、該空気分散板端部上方に、該流動化ガスの上向流路をさえぎり、且つ、該流動化ガスを、上向き流路をさえぎられていないガス噴出部上方に向けて、反射転向せしめる反射仕切を設けることにより、上向流路をさえぎられていない噴出部上部に流動媒体が固定層ないし流動層状態で沈降する移動層を形成すると共に、上向流路をさえぎられた噴出部近傍上部においては流動媒体が活性に流動化し、且つ前記反射仕切の作用によりこの部分の流動媒体を前記移動層上部に向つて旋回せしめることにより旋回型流動層を形成し、且つ、該反射仕切背部と炉壁又は反射仕切背部と反射仕切背部の間に熱回収室を形成せしめ、運転中流動媒体の一部が前記反射仕切の上部を越え

て熱回収室に入り込むように構成し、該熱回収室下部で且つ反射仕切の背面側に熱回収室内の流動媒体を固定層から移動層ないし弱い流動層状態の範囲で変化させるための通気用ガス散気装置を設けると共に、熱回収室の下部に該炉底の上方に通ずる開口を設けると共に熱回収室内に受熱流体を通ずる伝熱管を配備し、該熱回収室は複数の互いに独立して変化させ得る通気用ガス散気装置により区分けされた旋回流型流動層ボイラにおいて、区分けされた該熱回収室の一部において少くとも一部の伝熱管中に受熱流体として蒸気を通し、該蒸気の該熱回収室の後流側温度により当該散気装置に供給するガス量を調節し、それ以外の散気装置に供給されるガス量は、流動層温度により制御するようにしたことを特徴とする旋回流型層ボイラの蒸気昇温装置。

【発明の詳細な説明】

〔産業上の利用分野〕

本発明は、流動層ボイラにおける過熱器や再熱器等の蒸気の昇温装置の改善に関するものである。

〔従来の技術及び発明が解決しようとする問題点〕

近年、石炭やパーク、含油スラッジ等発熱量の比較的高い燃焼物を流動層ボイラで燃焼して発生した熱を蒸気の形で回収する方式が一般化し始めている。本発明者らも従来培つて来た流動層燃焼技術を応用した流動層ボイラを開発し、特願昭62-9057号として出願した。

このボイラは、燃焼物を燃焼させる流動層から熱回収部を独立させ流動層温度を制御しうるようにしたもので、燃焼物に粗大な不燃物が含まれていたり、或いは燃料の品位が不安定で発熱量や、燃料組成、含水率等が変化しても安定した運転が出来、蒸気の需要に応じた大きなターンドアウンや急速な蒸発量の制御が容易で、且つ運転の開始や停止が容易であるなど運転し易く、エネルギー利用効率の高いものである。

発電等におけるタービン駆動用蒸気発生のためのボイラは、熱サイクル上の原理より発生熱量に対するタービン効率を高めるためには、発生蒸気の高圧化とともに高温化が不可欠である。この過熱温度は設計値を越えると、ボイラ、タービン、配管等においてその限界温度を越えて材料のクリープや破壊応力に影響したり、化学的な活性化による腐食摩耗やスケーリングを引き起こし、あるいは金属組織の変化が生じるなど大変危険である。逆に過熱温度が設計値より低過ぎると、タービンの効率の低下はもちろん、タービンにおいて水滴が生成して高速で翼に衝突して翼表面に損傷を起こすことになる。

このため、ボイラへの過熱器又は再熱器の設置においてもボイラの負荷や燃料性状など運転状態の変動に対して安定した蒸気過熱温度を得られるよう輻射伝熱と接触伝熱との組み合わせ等様々の工夫がなされるものの、ごく限られた運転範囲内でしか安定した蒸気過熱温度は得られないといつてもよく、むしろタービン等への供給蒸気温度は過熱器又は再熱器にて過剰に昇温したのち過熱低減器により一定温度まで温度を下げるという方法が採られていた。

又、過熱器や再熱器は必然的に使用蒸気温度以上に高い温度に曝されるため、腐食・摩耗や金属組織の劣化は避け難く、Mo銅やSUS等の合金鋼等高級材料を使いながらも数年毎に取り替える消耗品とさざるを得ず、高温化から灰の溶着等デポジットが都市ごみ等燃焼物によつては生成し伝熱係数の悪化をもたらす。

そのため、一般の小規模の自家発電等においてはこれらの部分にかかる費用がその補修費の大きな部分を占めていた。また、デポジットを生成し易い燃焼物を燃料とする場合、過熱器や再熱器はメンテナンスの頻度、作業量、費用等が負担となるため事実上使用できない場合もあつた。

更に、一般の流動層ボイラにおいては、均一に燃焼を行

ない得るので温度制御が容易で灰の溶融付着を防ぐために排ガス温度は通常1000℃を越えない運転条件とするのが一般的である。この為、過熱器や再熱器を排ガスの中に設ける方法では、過熱温度が高くなるに従い排ガスと蒸気との温度差が小さくなつて伝熱面積が大きなものとなり増大した補修の負担がせつかくの流動層ボイラの特徴をかすんだものとしてしまう。

そこで、流動層内に過熱器や再熱器を設けることにより対応することも試みられているが、流動層内では燃焼が行なわれており、激しい酸化・還元曝され、且つ、珪砂等硬度の高い流動媒体が激しく流動している内部に伝熱面を挿入するわけであるから、伝熱面に高度の耐摩耗処理をしない限り著るしい腐食・摩耗は避け難かつた。また、蒸気量が減小した部分負荷時においては、過熱器や再熱器を通る蒸気流量が減小するために蒸気のReが下がることで蒸気-管壁間の境膜伝熱係数が小さくなり、伝熱管自体の温度が蒸気寄りから流動層寄りとなる高温に曝されてしまう傾向があり、負荷調節を行ない発生蒸気量を変化させるボイラや通過蒸気量の変動する再熱器への適用には問題があつた。このように流動層内に蒸気昇温装置伝熱面を設けることは確立された技術とは言い難かつた。

〔発明の目的〕

本発明は、流動層炉において、燃焼物を燃焼する流動層とは別に流動媒体から熱回収を行う熱回収室を炉内に設け、該熱回収室に流動媒体を循環させるようにした、燃焼物に対する許容度が高く、更にターンドアウン比を極めて広く取り得る層内循環式熱回収装置、すなわち、流動層の燃焼部分とそれとは仕切られた熱回収部分との間を流動媒体が循環する熱回収装置における、熱回収室の一部を用いた蒸気温度が安定でかつ伝熱面補修負担の小さな蒸気昇温装置を提供することを目的とする。

〔発明の構成〕

本発明は、炉底部より上方に向けて流動化ガスを噴出させる空気分散板を1組又は2組以上備えると共に、該空気分散板端部上方に、該流動化ガスの上向流路をさえぎり、且つ、該流動化ガスを、上向き流路をさえぎられていないガス噴出部上方に向けて、反射転向せしめる反射仕切を設けることにより、上向流路をさえぎられていない噴出部上部に流動媒体が固定層ないし流動層状態で沈降する移動層を形成すると共に、上向流路をさえぎられた噴出部近傍上部においては流動媒体が活性に流動化し、且つ前記反射仕切の作用によりこの部分の流動媒体を前記移動層上部に向つて旋回せしめることにより旋回型流動層を形成し、且つ、該反射仕切背部と炉壁又は反射仕切背部と反射仕切背部の間に熱回収室を形成せしめ、運転中流動媒体の一部が前記反射仕切の上部を越えて熱回収室に入り込むように構成し、該熱回収室下部で且つ反射仕切の背面側に熱回収室内の流動媒体を固定層から移動層ないし弱い流動層状態の範囲で変化させるた

5

めの通気用ガス散気装置を設けると共に、熱回収室の下部に該炉底の上方に通ずる開口を設けると共に熱回収室内に受熱流体を通ずる伝熱管を配備し、該熱回収室は複数の互いに独立して変化させ得る通気用ガス散気装置により区分けされた旋回流型流動層ボイラにおいて、区分けされた該熱回収室の一部において少くとも一部の伝熱管中に受熱流体として蒸気を通し、該蒸気の該熱回収室の後流側温度により当該散気装置に供給するガス量を調節し、それ以外の散気装置に供給されるガス量は、流動層温度により制御するようにしたことを特徴とする旋回流型流動層ボイラの蒸気昇温装置である。

以下、本発明を詳しく説明するが、先づ、本発明の改善の対象となつてゐる炉内に熱回収室を設けた旋回流型流動層ボイラについて詳しく説明する。

本発明者らは、以前、流動媒体として径1mm程度の粒状固体を用いる旋回流型流動床式焼却炉において、流動媒体から熱を回収する方法について種々研究を行つていたところ、従来炉壁の一部を構成していた反対壁の代りに反射仕切を炉内に独立して設け、且つ、該反射仕切背面と炉壁の熱回収室とし、該熱回収室内に流動層からの加熱媒体による移動層を形成させ、該熱回収室内に受熱流体を加熱するための伝熱面を配置することにより、伝熱面の摩耗を起すことなく、且つ効率良く流動媒体から熱を回収し、また熱回数量为コントロールしうることを見いだした。

また、従来の焼却炉においては燃焼物の量が増加した場合、或いは燃焼物の熱量が大となつた場合、流動媒体の温度上昇に伴う流動媒体の焼結や溶融によるトラブルを防ぐため流動媒体に水を注入して流動媒体を冷却していたが、前述の如く炉内に熱回収室を設けることにより流動媒体から効率良く熱を回収することができるようになつたため、即ち熱を回収することにより流動媒体を冷却することができるようになつたため、例えば石炭ボイラの燃焼部として利用することも可能となつた。

更に、熱回収部を燃焼部と区分し、かつ、燃焼部は旋回流型流動床であるため、不燃物を含んだ燃焼物の専焼及び石炭等との混焼もできるようになつた。即ち、あらゆる燃焼物を燃料として用いることができるようになつた。

以下、図面に基いて炉内に熱回収室を設けた旋回流型流動層ボイラについて説明する。

第5図は、炉内に熱回収室を設けた流動層ボイラの一実施例を示すものであつて、特開昭57-124608号公報記載の流動層炉に熱回収室を設けたものである。

第5図において、炉51内底部にはブロワ57により流動用ガス導入管53から導入される流動化ガスの分散板52が備えられ、この分散板52は両側縁部が中央部より低く、炉51の中心線に対してほぼ対称的な山形断面状（屋根状）に形成されている。そして、ブロワ57から送られる流動用ガスは、空気室54、55、56を経て分散板52から上方に噴出せしめるようになっており、両側縁部の空気室54、

6

56から噴出する流動化ガスの質量速度は、炉51内の流動媒体の流動層を形成するのに十分な速度とするが、中央部の空気室55から噴出する流動化ガスの質量速度は前者よりも小さく選ばれている。

両側縁部の空気室54、56の上部には、流動化ガスの上向き流路をさえぎり、空気室54、56から噴出される流動化ガスを炉51内中央に向けて反射転向させる反射壁として、上部を内側に折りまげた板状の反射仕切58が設けられ、この反射仕切58と噴出する流動化ガスの質量速度の差により図面中矢印で示す方向の旋回流が生ずる。一方この反射仕切58の背面と炉壁間に熱回収室59が形成され、運転中に流動媒体の一部が反射仕切58の上部を越えて熱回収室59に入り込むように構成されている。この傾けられた反射仕切により、反射仕切上端近傍にて最も激しく流動化ガスが噴出する形となり、従つてそれに伴つて流動層から吹きあげられた流動媒体は容易に反射仕切上端を越えて熱回収室側に入り込むことができる。

また、熱回収室59の下部の炉底よりも高いレベルには、ブロワ60から導入管61を経てガスを導入する散気装置62が設けられ、熱回収室59の散気装置62を設置した近傍には開口部63が設けられ、熱回収室59に入り込んだ流動媒体は、運転状態によつて固定層のまま保持され、あるいは連続的又は断続的に移動層ないし弱い流動層を形成しつつ沈降し、散気装置の間をすり抜けてその下方より燃焼部へ循環する。

この沈降量は、熱回収室への散気風量、燃焼部の流動化ガス風量によつてある程度制御される。すなわち、流動媒体が熱回収室59に入り込む量 G_1 は、第8図に示すように燃焼部を流動させるために分散板52から噴出する流動化ガス、特に端部の空気室54、56から噴出する流動化ガスの量を増やすと、増加する。また、第9図に示すように熱回収室吹込風量を0～1Gmf未満の移動層の範囲で変化させると、熱回収室内を沈降する流動媒体量は、ほぼ比例して変化し、熱回収室風量が1Gmf以上の流動層の場合にほぼ一定となる。この一定となる流動媒体量は熱回収室に入り込む流動媒体量 G_1 にほぼ等しい。なお、熱回収室内を沈降する流動媒体量は G_1 に応じた量となる。この両風量を調節することにより熱回収室59内を沈降する流動媒体の沈降量は制御される。熱回収室において流動ないし高速流動や噴流により上方に吹き飛ばすことなしに流動媒体加熱抑制や熱回収に有効な G_1 を確保するためには、極力流動層燃焼部より噴出するガス流が最大となる近傍において、落下する流動媒体を熱回収室に入れてやる事が必要であり、このためには燃焼部側にせり出された反射仕切は燃焼部の上昇するガス流加速機能とせり出して流動媒体を受ける機能を兼ねた最適形状を持つてゐる。

熱回収室59内には第6図に示すように配管64で廃熱ボイラ67に連通された内部に受熱流体を通じた伝熱管65が配置され、熱回収室を下方に移動する流動媒体と熱交換を

行なうことにより流動媒体から熱を回収するようになってい。本発明の熱回収部での伝熱係数は熱回収室散気風量を0~2Gmfまで変化させると第29図に示す1例のように大きくなだらかに変化する。なお、第29図は第21図に示す原理の散気装置で、流動媒体は平均粒径1.2mm、温度850℃前後における値である。

熱回収量を制御するためには、前述のように、流動媒体循環量を制御すると同時に伝熱係数を制御する。すなわち、燃焼室の流動化ガス量を一定とすれば、熱回収室の散気風量を増加させると、流動媒体循環量が増加すると同時に伝熱係数が増加し、相乗効果として熱回収量は大幅に増加する。この関係を示したのが第4図である。このことは、流動層中の流動媒体の温度の面から考えれば、流動媒体の温度が所定の温度以上に上昇するのを防ぐ効果にあたる。

熱回収室59にガスを導入する手段としては種々の装置が考えられるが、一般的には第10図に示すように散気装置を水平に設置する方法が採られる。第10図においては説明を簡略とし、部分流動化を明示するために燃焼部との流動媒体の循環を無視して移動層の現象を省いている。この場合、ガスを導入するための開口を全炉床面に対し均一に設けると、散気装置へのガス供給量に関係なく単位面積当りの供給ガス量は炉床全面にわたって均一となる。そして散気装置へのガス供給量を徐々に増やしてゆくと、最低流動化速度Gmfと呼ばれる或る供給ガス量を境にして熱回収室内の流動媒体が固定層から流動層へと変化する。

このような場合における熱回収室での伝熱量について考えると、本発明に係る熱回収室においては、伝熱面と流動媒体の間の伝熱係数は供給されるガスの流動化質量速度1Gmfを越えた近傍で急激に変化するため、この流動化質量速度を境にして流動媒体と接した面における伝熱係数が著るしく変化し、従つて熱回収室における全伝熱量も急激に変化することとなる。

このような状況の下で散気装置へのガス供給量によつて伝熱量の制御を行なう場合、実質的には流動化質量速度が1Gmf近傍より大で伝熱量が大きい状態、流動化質量速度が1Gmfより小で伝熱量が小さい状態、及び散気装置へのガス供給を止めて伝熱量が極端に小さい状態の何れかの状態を選択する段階的な制御となつてしまう。

これに対し、散気装置を第17図に示すように傾斜させて設置したり、散気装置の熱回収室59へのガス噴出口の開口径を場所により変化させることにより、或いは開口径は同一であつてもその密度を変化させることにより通ガス圧損に変化を与えたりすると、熱回収室中へ導入されるガスの量は場所により異なる状態となるばかりでなく、散気装置に供給されるガス量の大小によりこの状態は助長されることになる。例えば散気装置に供給するガス量を徐々に増やして行くと、相対的に通ガス圧損の小さいガス噴出口（開口）から流動媒体層へ供給されるガ

ス量の増加率は相対的に大となり、逆に相対的に通ガス圧損の大きいガス噴出口（開口）から流動媒体層へ供給されるガス量の増加率は相対的に小となる。

このため、相対的に通ガス圧損が小さいガス導入口上部の流動媒体層のみ流動層となり、それ以外の部分は固定層のままの状態、逆にいえば相対的に通ガス圧損が大きいガス導入口近傍の流動媒体層のみが固定層であり、それ以外の部分が流動層となる状態が生ずる。

すなわち、散気装置へ供給するガス量の増加に伴ない、熱回収室中の流動媒体層が、導入ガスの流動化質量速度1Gmf未満の場合における固定層の状態から、一部が流動化質量速度1Gmf以上で形成される流動層の状態、他の固定層の状態となり、これら両者の占める炉床面積の割合は次第に流動層状態の部分が多くなり、遂に流動媒体層全体が流動層状態へと移行する。

この結果、熱回収室中における伝熱量についてみれば、散気装置へ供給するガス量の増加に伴ない、当初熱回収室中に吹きこまれる流動化質量速度1Gmf未満の伝熱量が小さい状態から、一部が流動化質量速度1Gmf以上の伝熱量が大きい状態で、他が1Gmf未満の伝熱量が小さい状態のままとなり、両状態にある伝熱面の面積割合は次第に伝熱量の大きい部分が増大し、遂には全体が流動化質量速度1Gmf以上の伝熱量の大きい状態へと移行する。熱回収室内における全体の伝熱量はこれら各部の伝熱量の和であるため、散気装置へのガス供給量の増減に基く伝熱量の増減はなだらかな増減を示すこととなり、伝熱量の連続的な制御が容易にできることとなる。

このような散気装置の例を第19図、第20図及び第21図に示す。

第19図は、水平に設置した散気管に開口径の異なるガス噴出口を複数個設けた例であり、噴出口をガスが通過する時の抵抗が異なるため、各噴出口の通ガス量が異なる。すなわち、噴出口の開口径の大きさが、第19図に示すように $A > B > C$ であるとする、通ガス量は $A > B > C$ となる。

第20図は、開口径が同一の噴出口を有する散気管を傾斜させて設置した例であつて、流動媒体層に吹き出すための吐出圧力は流動媒体層の深さに比例するため、各噴出口から噴出される通ガス量は異なる。すなわち、流動媒体層の深さの深い順に噴出口をA、B、Cとすると、通ガス量は $A < B < C$ の順となる。

第21図は開口径の異なる噴出口を備えた散気管を傾斜して設置した例であり、流動媒体層の深さの深い部分に位置する噴気口径を大とし、流動媒体層の深さの浅い部分に位置する噴出口の開口径を小として流動媒体層の深さによる通ガス圧損の差を開口径により修正したものである。

すなわち、開口径の大きさを $A > B > C$ とすることにより任意の設計点における各開口の通ガス量を $A = B = C$ とすることができ、この場合、該設計点以下で通ガス量

は $A < B < C$ と、設計点以上では通ガス量を $A > B > C$ とすることができる。

これらの散気装置を用いて散気装置に供給するガス量を変化させた時の各噴出口から流動媒体層中に吹き出されるガス量の1例を第22図、第23図及び第24図に示す。

第22図は第19図に示す如き散気装置を用いた場合の図、第23図は第20図に示す如き散気装置を用いた場合の図、第24図は第21図に示す如き散気装置を用いた場合の図である。

第22図、第23図及び第24図においては、横軸に噴出口Bから吹き出されるガスの質量速度を、縦軸に各噴出口から吹き出されるガスの質量速度を示す。

これらの図から、噴出口Bから吹き出るガスの質量速度が1Gmf未満であつても他の噴出口から吹き出されるガスの質量速度が1Gmf以上となる場合、あるいは噴出口Bから吹き出されるガスの質量速度が1Gmf以上となつていても他の噴出口から吹き出されるガスの質量速度が1Gmf未満となる場合があることが明らかである。

第25図、第26図及び第27図は、夫々第22図、第23図及び第24図に示した各噴出口から吹き出されるガスの質量速度の関係を、横軸に噴出口を、縦軸に各噴出口から吹き出されるガスの質量速度を示したものである。

第25図は第19図に示す如き散気装置を設けた場合に対応する図、第26図は第20図に示す如き散気装置を設けた場合に対応する図、第27図は第21図に示す如き散気装置を設けた場合に対応する図である。

これらの図においては、散気装置への同一供給ガス量下の各プロットを折れ線で結んでいる。

この様に各噴出口によつて互いに異なるガス質量速度となる場合、総伝熱量は、それら各噴出口に対応する領域での伝熱面積と各流動化質量速度に応じた伝熱係数の積の和となる。例えば、第25図乃至第27図において流動化質量速度が1Gmfとなる散気装置への供給ガス量は噴出口により互いに異なり従つて総伝熱量では急激な伝熱係数の変化に応じた変化は起こらない。

各噴出口に対応する領域の伝熱面は散気装置への供給ガス量を増加する場合においては漸次1Gmf強における高い伝熱量へと変化することになり、また供給ガス量を減少する場合には逆の現象がおこる。従つて、第19図乃至第21図に示す3つの例のいずれの方法を用いた場合にも前述のように散気装置へ供給するガス量の増減に対する伝熱量の増減の特性をなだらかにすることができる。第21図に示した例では、例えば第24図に示すように質量速度2Gmfで各ノズルから吹き出されるガス量が均一となるように設計できる。

このようにすることにより、第4図に示すような質量速度2Gmf以上の領域、即ち伝熱量に関してはかえつてマイナスとなり、かつ伝熱面の摩耗速度が質量速度に応じて急激に大きくなる部分の生じる運転点が生じないように設計することができる。

すなわち、噴出口Bを例えば2Gmfとすると22図の噴出口A及び第23図の噴出口Cは2Gmf以上となるが、第24図に示す例においては噴出口Bを2Gmfとすれば他の全てのノズルも2Gmfと均一な通ガス量となる。すなわち、熱回収室の全ての伝熱面の摩耗速度が小さくて最高の熱回収量を得ることができることとなる。

なお、この通ガス量の合致点は、噴出口の口径、噴出口密度並びに熱回収室の砂の表面からノズルまでの深さ等により容易に設計できるものである。

この理由から、第21図に示すように散気装置を斜めに設置すると共に、深い位置の噴出口ほど開口径乃至は噴出口密度を大とするのが好ましい。

このような散気装置を用いた場合の供給ガス質量速度と伝熱量との関係を、散気装置を水平に設け、かつ噴出口の開口を均一になるように設けた場合との比較において第28図に示す。

なお、第28図において曲線yは均一な噴出口を有する散気装置を水平に設けた場合を、曲線xは第21図に示す如き散気装置を設けた場合を示す。

第28図に示す曲線より、散気装置を斜めに設け、かつガス導入部に近いもの程ノズルの開口径を大とすることにより、供給ガス量の増減による伝達量の増減の特性がなだらかになり（曲線x）、従つて供給ガス量を調整することにより伝熱量を容易にかつ連続的に制御できることが明らかである。

このような流動を不均一化する効果に加え、本発明の如くガスの吹き込みにより、燃焼部から流入してくる流動媒体 G_1 の作用でズリ落ちる形で下降する移動層にあつては、平均散気ガス量1.5Gmf前後以下では移動層特有の効果でさらになだらかなものとなる。

即ち、1Gmf以下における伝熱係数は固定層に対して数倍と大きくかつ散気ガス量に比例して増加し、また、1Gmfを越えた散気ガス量においても移動の効果で流動化しにくくなる。1～1.5Gmfにおいて漸次流動化する結果、第29図の如く0～2Gmfまで漸増する伝熱係数と熱回収室平均散気ガス量の関係が得られる。

この熱回収室散気風量による熱回収量の制御は、後述のように急速に行なうことができる。

つぎに流動層高と流動媒体循環量の関係についてより詳しく説明する。

流動層表面が反射仕切上端より低いかなしいしはほぼ同じ位置にある場合反射仕切に沿つて下より上昇するガス流は反射仕切によつて方向性を与えられ、反射仕切に沿つて流動層より噴出し、それに伴ない流動媒体も方向性を与えられて主に反射仕切近傍の流動層表面より噴出する。噴出したガス流は流動層内と異なり流路内に充填されていた流動媒体が無くなり流路断面が急激に広がるところから噴流も攪散し1m/秒以下の流速のゆるやかな流れとなつて上方に排気され、従つて同伴されていた流動媒体は、その流速によつて運ばれるには粒径が1mm前後

と大きいため、重力や排ガスとの摩擦により運動エネルギーを失ない落下する。そして一部の粒子は慣性により燃焼部を飛びこえて熱回収部に飛び込むことになる。しかしながら、流動層表面より噴出した流動媒体の飛距離は、粒径あるいは比重との関係から1~2m以下であり、炉の幅が1~2m以下の場合しか熱回収室において熱回収や流動媒体過熱防止に必要な流動媒体量を確保できない。

ところで、流動層表面が、反射仕切の上端より上にある場合には、流動層高が高ければ高い程仕切によつて寄せ集められた流動化ガスは反射仕切上端よりほぼ直上に噴きあげる様にガス噴出方向が変化し、それに伴う形で流動媒体が主に反射仕切上端近傍の流動層表面より第5図に矢印aで示すように噴き上げられた後落下することとなり、容易に反射仕切の背面、即ち熱回収室へ大量にはいりこむことになる。

即ち、流動層高が大きい程反射仕切による噴出流動媒体の方向性は真上方向に近くなり、流動層高が大きくなるに従つて多くの流動媒体が熱回収室へはいり込むことになり、その増加割合は流動層高の反射仕切上端からの距離が小さい程大である。

第5図において、66は炉51上部に設けられた燃焼物投入口、67は排ガス出口68付近に設けられた気水ドラムで、熱回収室59内の伝熱管65と循環路を形成している。また、69は炉51底部の分散板52の両側縁部外側に接続された不燃物排出口で、70は逆ねじ方向に配設されたスクリー71を有するスクリーコンベアである。

しかして、燃焼物投入口66より炉51内に投入された燃焼物Fは、流動化ガスにより旋回流動している流動媒体と共に流動しながら燃焼する。この時、空気室55の上方中央部付近の流動媒体は激しい上下動は伴わず、弱い流動ないし移動状態にある下降移動層を形成している。この移動層の幅は、上方は狭いが裾の方は分散板52の傾斜の作用も相俟つてやや広がっており、裾の一部は両側縁部の空気室54、56の上方に達しているので、この両空気室からの大きな質量速度の流動化ガスの噴射を受けて吹き上げられる、すると、裾の一部の流動媒体が除かれるので、空気室55の直上の層は自重で下降する。

この層の上方には、後述のように流動層からの流動媒体が補給されて堆積し、これを繰り返して空気室55の上方の流動媒体は徐々に連続的に下降する移動層を形成する。

空気室54、56上に移動した流動媒体は上方に吹き上げられるが、反射仕切58に当つて反射転向して炉51の中央に向かつて旋回せしめられ、中央部の移動層の頂部に落下し、再び前述のように循環されると共に、流動媒体の一部は反射仕切の58の上部を越えて熱回収室59内に入り込む。そして熱回収室59に堆積した流動媒体の沈降速度がおそい場合には、熱回収室の上部には安息角を形成し余剰の流動媒体は反射仕切上部から燃焼部に落下する。

熱回収室59内に入り込んだ流動媒体は、散気装置62から吹き込まれるガスによつて流動せずズリ落ちる形の移動ないし緩やかな流動が行われつつ徐々に下降する流動媒体の循環層が形成され、伝熱面との熱交換が行われたのち、反射仕切下端の開口部63から燃焼部へ還流される。この熱回収室59内で散気装置62から導入される気散ガスの質量速度は0~3Gmf、好ましくは0.5~2Gmfの範囲内の値から選ばれる。

その理由は、第4図に示される如く3Gmf以下の場合、伝熱係数も大きく、且つ、摩耗速度が小さいからである。また、熱回収室59内の散気ガスの質量速度を0~1Gmfと変化させると、第9図に示すように熱回収室内の移動層の沈降速度がほぼ直線的に変化し、必要量の高温媒体の量を任意にコントロールできる。しかし、蒸気等の不要、あるいは燃焼物の発熱量が小さいために流動媒体から熱回収を行うと流動層温度が低下して良好な燃焼ができなくなる時にはこの部分の流動化ガス量を0とすれば、流動媒体からの熱回収をやめて運転を行うこともできる。また、熱回収路は炉51内の主燃焼領域外であり、酸化還元を繰り返す雰囲気のような強い腐食性を持たないために、従来のものと比べて伝熱管65が腐食を受けにくく、また、前述のようにこの部分では流動速度も低いため、伝熱管65の摩耗も極めて少ない。

流動化ガスの質量速度0.5~2Gmfの範囲において、実際には流動媒体温度例えば800℃において流動媒体の粒径にもよるが、ガス速度は0.1~0.4m/秒(空塔速度)と極めて低速度である。

燃焼物中に流動媒体より大きな径の不燃物がある場合には、燃焼残渣は一部の流動媒体と共に炉底部のスクリーコンベア70より排出される。

また、熱回収室59内の伝熱は、流動媒体と伝熱管65との直接接触による伝熱に加えて、流動媒体の流動により激しく不規則に振動しながら上昇するガスを媒体とした伝熱がある。後者は、通常のガス-固体間の接触伝熱に対し、伝熱の妨げとなる固体表面の境界層がほとんど存在せず、また流動媒体同志が流動によつてよく攪拌されるために、静止媒体と異なり粉体の中での伝熱が無視できるようになり、極めて大きな伝熱特性を示す。

したがつて、本発明の熱回収室においては、通常の燃焼ガスからの熱回収に比較して最大時には10倍近い伝熱係数をとることができる。

このように、流動媒体と伝熱面との伝熱現象は吹込ガス量に大きく依存しており、散気装置62から導入するガス量の調節により流動媒体循環量も調節でき、且つ、移動層による熱回収室59を炉内において主燃焼室から独立させることで、コンパクトでかつターndダウン此が大きくて制御容易な流動層熱回収装置とすることができる。

石炭や石油コークスのように燃焼速度の遅い燃焼物を燃料として用いたボイラーにおいては、通常蒸発量を急に变化させたくとも燃焼速度に見合った速度でしか変化で

きない場合が多く、一般流動床ボイラにおいては燃焼速度自体は改善されているものの流動層を介して熱回収を行なうためにそれより更に劣る。

しかしながら、本発明においては熱回収室における伝熱量を、ガス散気量を変化させることにより、瞬時に数倍ないし数分の一に変化させることができる。従つて、燃焼物供給量の変化による流動層への入熱量変化は燃焼速度に左右されるため、時間遅れを生じるけれども、本発明の熱回収室における流動媒体からの熱回収量は熱回収室散気量で急速に変化させることができ、入熱量と熱回収量の応答速度の差を流動媒体の温度の一時的な温度変化として、流動層を形成する流動媒体の顕熱蓄熱能により吸収できる。このため熱を無駄なく利用することができ、従来の石炭だきボイラーの類にはなかつた追従性の高い蒸発量制御が可能となる。

なお、前記の不燃物排出口69の位置は、例えば図示例のように熱回収室59の反射仕切58の下部の開口部63並びに炉51内の空気分散板の両側縁部に接するように位置せしめるのがよいが、これに限定されるものではない。

また、熱回収室59から不燃物排出口69への流動媒体の短絡による排出を防止し、伝熱後の媒体を有効に燃焼室である流動層へ戻すために、仕切り50を設けることも好ましく、この仕切り50は第10図及び第11図に示すように散気装置62を形成する散気管にバンドなどで取付けた板状のものでもよく、あるいは第5図示例のように炉壁を利用して形成させることもできる。

第5図においては、空気分散板52を山形とし、空気室を三室(54、55、56)とし、空気室54及び56から噴出する流動化ガスの質量速度を空気室55から噴出する流動化ガスの質量速度よりも大とする場合について説明したが、流動層下部より吹き込まれる空気の質量速度は同一であっても反射仕切の作用により、即ち、反射仕切に沿った部分の空気流速が中央部に比し大となり流動層に旋回流を形成せしめることが可能であるので、各空気室から噴出させる流動化ガスの質量速度は同一としてもよく、また同じ理由から第7図に示すように空気分散板52は水平にし、且つ、単一の空気室56'としてもよい。また、この場合空気室56'は一つの室とすることなく、数室に区分してもよい。空気室を数室に区分する場合、室毎に流動化ガスの質量速度を第5図について説明したように異なる速度としてもよいのは当然である。

また、石炭のような不燃物含有量の少ない燃焼物を燃焼させる場合には不燃物排出口は第7図に示すように省略できる。

つぎに、本発明の他の実施例を第12図に示す。第12図に示す旋回流動床式熱回収装置は、第5図に示す旋回流動層2つを同一の炉中に設け、従つて、中央部の熱回収室59は中央部の2つの反射仕切58の背面間に設けると共に中央部の熱回収室59の下部の仕切りを第11図に示す構造のものとした以外は、全く同じである。

つぎに、本発明の更に他の実施例を第13図、第14図、第15図及び第16図に示す。

これらの実施例においては、反射仕切58の形状並びにその取り付け方が第5図、第7図及び第12図に示す実施例とは主として相違するのみであり、また、第13図及び第14図に示す実施例は、1つの旋回流動層を有する炉に適用した場合の実施例を示す図面である。

なお、第14図は第13図に示す旋回流型流動床炉についてガス分散板52を水平にし、且つ空気室56'を単一の部屋とすると共に不燃物排出口を省略した例を示す図であつて、その作用は第7図に関し説明したのと同様である。なお第14図において符号69'は流動媒体排出ノズルを示す。

第13図、第14図、第15図及び第16図において符号50~71は第5図及び第12図で説明したのと同じ意味を有し、符号80は水管、81、82は外壁に設けられた管寄せ、83、84は炉中に設けられた管寄せを示す。

第13図、第14図、第15図、第16図に示す例においては炉壁がメンブレン外壁で構成されており、このメンブレン外壁の上下に設けた管寄せ81、82及び炉中に設けた管寄せ83、84(第16図に示す例のみ)から水管80を分岐して、夫々の下方斜めの部分にメンブレン壁の仕切を傾斜させて設け反射仕切58としたものである。

これらの図面に示す水管群は1ヶ所又は2ヶ所で曲げ加工されており、熱膨張を吸収でき、また上下管寄せで固定されているので流動媒体の激しい運動にも十分に耐えることができる。

また水管80の垂直部分は、流動媒体の頂部を貫いて十分に長くしてあるので、上部傾斜部に不燃物が堆積することがなく、また、通過抵抗を小とし、不燃物等による目詰りを防止するために、水管80の垂直部分及び熱回収室59の下部開口部63の部分は、第18図に示す如く、千鳥状に互違いに配列するのが好ましい。

また、第17図に示すように、伝熱管65も同様に千鳥状に配列するのが好ましく、また散気装置(散気管)62は、伝熱管の平行に熱回収室の下部に配列するのではなく、第13図乃至第16図に示すように熱回収室の下部に反射仕切58の背面に沿つて設けるのが好ましい。散気管のガス導入口に近い部分のガス噴出口を大きくし、先端に向い漸次小さくすることにより、流動媒体の深さに関係なく、ほぼ均一に散気することができる。

反射仕切58の下端部は、分散板52の端部より外側の流動媒体が激しい流動状態にない部分に位置せしめるのが好ましい。その理由は激しい流動層の影響を受けるのを防ぎ、熱回収室内の流動媒体の沈降速度の制御を容易にするためである。

また、燃焼部の移動層下部からの流動化ガスの質量速度は0.5~3Gmf、好ましくは1~2.5Gmfで且つ、流動層部下部からの吹込み量の50%以下の量が好ましい。

また、第13図及び第14図に示す如く、燃焼物投入装置66

により燃焼物を直接下向きの移動層中に供給する場合、燃焼物特に粉炭等の供給が流動媒体のかき取り作用により連続的となり、また供給装置からの空気のリークが少なく、また粉炭等の燃焼効率が大きくなり、且つ運転停止時において炉中の流動媒体で空気のリークをしや断してしまい、炉内の熱で供給部に残った燃焼物が発火して供給部が焼けてしまうようなことがないので、供給部と炉の間をダンパで閉め切る必要はない。

なお、上記実施例では、燃焼ガスボイラと共用の気水ドラム67から水を抜き出し、循環ポンプ72（第6図）で強制循環し、再び気水ドラム67に戻している。しかし、このように使用しなくとも、例えばエコノマイザとして燃焼ガスボイラへの給水の予熱に使用したり、燃焼ガスボイラとは独立したボイラとして使ったり、燃焼ガスボイラによつて発生した蒸気の過熱器として使ったりすることもできる。特に、過熱器として使用する場合には、燃焼排ガスによるものに比し様々の利点が生じる。また、受熱流体としては、水や蒸気に限らず、熱媒オイル等を強制循環して熱媒ボイラとして使うことも可能である。また、都市ごみや雑芥等粗大物を含む燃焼物は第5図、第7図、第12図、第15図及び第16図に示す如く天井に設けられた投入口から投入することで無理なく運転できるが、石炭等数十ミリメートル程度以下の固体燃料を燃焼せしめる場合には、天井部から投入せずに、燃焼部側壁の流動層表面よりは高いが低目の位置から回転羽根によりはね飛ばす形式等スプレツダにより燃焼部に投入する方法が好ましい。

従つて、石炭等固体燃料専焼炉として用いる場合には、天井投入口は設けずに上述のスプレツダのみとしてもよく、また粗大物を含む燃焼物は天井の投入口から投入し、固体燃料は上述のスプレツダから供給して混焼したりすることも出来る。

本発明は、今までに説明した流動層を反射仕切58で仕切つて流動層主燃焼部（流動旋回層部）と熱回収部（循環層部）59を設けた流動層ボイラにおける循環層部（熱回収部）の熱回収量を無段階的にしかも桁違いの大きな範囲で、循環層部の流動媒体内への吹込風量（散気量）によつて容易に調節しうることに着目し、循環層部（熱回収部）に挿入された伝熱管に蒸気を通して蒸気過熱管とし、該蒸気の出口側温度を検知し、該出口温度に基いて循環層部の散気管への供給風量調節ダンパの開度を調節することにより得られる過熱蒸気温度を所定の温度となるように制御するものである。

即ち、蒸気の出口側温度が設定値よりも低い側に変化した時はダンパを開き蒸気過熱管の挿入された部分の熱回収室における散気ガス量を増加させて伝熱量を増加することにより蒸気の出側温度を高め、設定値よりも高い側に変化した時はその逆を行なう。このようにすることにより過熱蒸気温度は容易に設定温度近傍の温度に制御することができる。しかも無段階に伝熱量を変化させるこ

とができるため、微かな温度範囲内に過熱蒸気温度変化を抑えることが可能となる。

一方、この蒸気過熱温度の制御に伴う伝熱量の変化や燃焼物、燃焼量等の変化等運転の変化に伴う流動層主燃焼部の流動媒体の温度は熱回収室で蒸気過熱間の挿入された部分以外における熱回収量を調節することにより制御する。即ち、流動層主燃焼部の温度を検出し、この値に基いて燃焼部にとつて好ましい温度域、例えば都市ごみの場合600℃～800℃、石炭や石油、コークスの場合800～850℃程度の範囲内の温度となるよう、蒸気過熱管の挿入された部分以外のボイラの缶水を循環させた蒸発管又はボイラ給水予熱のためのエコノマイザ等に用いられる。伝熱量を変化させても支障のない熱回収室への散気ガス量を調節すべく、その部分の散気管への供給風量調節ダンパの開度を調整することにより制御するものである。

第1図に基いて本発明を詳しく説明する。

第1図において、炉1の底部にはブロワ7により流動用ガス導入管3から導入される流動化ガスの分散板2が備えられ、この分散板2は第5図に示されているのと同様、炉1の中心に対してほぼ対称的な屋根状に形成されている。そしてブロワ7から送られる流動用ガスは、空気室4, 5, 6を経て分散板2から上方に噴出させるようになつており、両側縁部の空気室4, 6から噴出する流動化ガスの質量ガス速度（質量ガス速度1は流動媒体を流動化させるに必要な最少の風量）は炉1内の流動媒体の流動層を形成するのに十分な速度とするが、中央部5から噴出する流動化ガスの質量速度は前者より小さく選ばれる。

両側縁部の空気室4, 6の上部には、流動化ガスの上向流路をさえぎり、空気室4, 6から吹出される流動化ガスを炉1内の中央部に向けて反射転向させる反射壁仕切8が設けられ、この反射壁仕切8と噴出する流動化ガスの質量速度との差により第5図に矢印で示される方向と同じ方向の旋回流が生ずる。一方この反射仕切8と炉壁間に流動媒体の循環層部（熱回収部）9, 9' が形成され、運転中に流動媒体の一部が反射仕切8の上端部を越えて循環層部9, 9' に入り込む。また、循環層部9, 9' の下部の炉底よりも高いレベルにはブロワ10から導入管11, 11' を経てガスを導入する散気装置12, 12' が反射仕切の背面に沿つて斜めに設けられ、導入管11, 11' 上には散気装置へ導入される散気風量を制御するための流量調節ダンパ24, 24' が設けられている。また、循環層部9, 9' の散気装置12, 12' を設置した近傍には、開口部13, 13' が設けられ、循環層部9, 9' に入り込んだ流動媒体は運転状態により連続的又は断続的に移動層を形成しつつ沈降し、開口部13, 13' を経て燃焼部へ循環する。

また、循環層部9, 9' には配管14及び20で廃熱ボイラ17に連通された内部に蒸気又は加熱ボイラ水を通じた伝熱管15及び15' が配置され、循環層部を下方に移動する流

動媒体と熱交換を行なうことにより、配管14'より過熱蒸気を得ると共に、配管20'よりはより加熱され発生した蒸気の混じったボイラ水を廃熱ボイラ17へ循環させ熱を回収するように構成されている。

本発明においては、配管14'より抜き出される蒸気の温度を温度測定器21で測定し、この温度に基いて温度制御器22により流動調節ダンパ24の開度を調節して循環層部の流動化ガス風量を調節することにより加熱蒸気の温度を所定の温度に制御する。即ち、過熱蒸気の温度が所定の温度より低い場合、流動調節ダンパ24の開度を大とし、循環層への散気風量を通常、 Gmf 0.5~3の範囲内で増加させることにより流動媒体循環量を増加させると共に伝熱係数を増加させ熱回収量を大とすることにより過熱蒸気の温度を所定の温度まで昇温せしめる。過熱蒸気の温度が所定の温度より高い場合には上記と逆に制御される。

一方、流動層主燃焼部の温度が該燃焼部の最適温度、例えば都市ごみの場合 $600^{\circ}\text{C}\sim 800^{\circ}\text{C}$ 、石炭やコークスの場合 $800^{\circ}\text{C}\sim 850^{\circ}\text{C}$ の範囲内の一定の温度または一定巾の温度範囲より低くなつた場合、流動層主燃焼部中の温度測定器25で測定された温度に基いて温度制御器26により流量調節ダンパ27の開度を小として循環層への散気量を小とすることにより流動媒体循環量を減少させると共に伝熱係数を小とすることにより、熱回収量を小として流動層主燃焼部の温度が上昇するよう制御される。また、流動層主燃焼部の温度が所定の温度より上昇した場合には上記と逆に制御され、流動媒体の温度が所定の温度以上に上昇し、流動媒体が焼結する等のトラブルを回避することができる。

なお、第1図においてはメンブレン壁を用い、かつ廃熱回収部を炉中に1体に組み込んだ形の炉について説明したが、第5図、第7図、第12図、第13図、第14図、第16図に示した炉についても本発明を適用できるのは当然である。

また、第1図においては、過熱蒸気用伝熱管15とボイラ水を加熱する伝熱管15'は夫々別個の循環層部に設ける如く図示したが、同一の循環層部の散気装置の風量調節を独立させることによつて独立して伝熱量を変化可能とした熱回収部となしそのそれぞれに伝熱管15及び15'を設けてよいのは当然である。

また、同一の循環層内で散気装置の風量調節を独立させることにより独立して伝熱量を変化可能とした熱回収部を設け、夫々を飽和蒸気過熱伝熱管と、例えばタービンの途中から抽気して再度昇温して再びタービンに戻すための蒸気再熱器として用いたり、また、夫々独立した設定温度として異なる過熱温度を有する蒸気を得る2つの蒸気過熱器として用いることもできる。

このことを第30図に基いて説明する。

第30図は本発明の流動層ボイラ内部の平面図を示し、第1図と同じ符号は同じ意味を有し、12"は散気装置、1

5"は伝熱管、21'は温度測定器、22'は温度制御器、24'は流動化ガス流量制御用ダンパを示す。

第30図に示す流動層ボイラ蒸気昇温装置は循環層部9を炉壁に沿つて2つの部分に分け、9"の部分で過熱蒸気を得るための蒸気過熱循環層部として用い、9'"の部分でタービンからの蒸気を再過熱するための蒸気再熱循環層部として用いるものであつて、夫々設定温度（引きだされる蒸気の温度）を異にし、この温度に基いて散気装置12および12"からの散気量が独立して制御されるものであつて制御の仕方は第1図に関して説明したのと同様である。なお、循環部9'は前に説明したように、流動層主燃焼部の温度制御に用いられている。

また、循環部9及び9'を夫々3分し、夫々の部分を蒸気過熱循環層部、蒸気再熱循環層部及び流動層主燃焼部の温度制御部として用いてもよく、分割する数は、炉の大きさ、必要とする蒸気温度等に基いて任意に分割可能である。この場合、夫々の部分を仕切壁によつて区分する必要はない。

なお、図1では蒸気過熱循環層部の壁面も自然循環蒸発管で形成されたメンブレンウォールで構成されており、ここにおける伝熱量も蒸気過熱管への熱回収量調節とともに変化する。これは、蒸発量や流動層温度とは関係なく変化する点、好ましいものではないが、層温制御循環層部における熱回収の一部を負担している意味において役立つ。

本発明においては、蒸気過熱循環層部9における熱回収量は蒸気の出側温度を制御するために変化させることとなり、いわゆる流動層主燃焼部とは無関係に変動し、結果としてたとえ燃焼物や燃焼量等運転に変化がない場合でも流動層全体の熱収支が変化し、蒸気過熱に用いた熱量の変化に応じて流動層主燃焼部の温度変化がそのままでは生じてしまう。そこで流動層主燃焼部の温度に応じて循環層部における熱回収量をも変化させ流動層主燃焼部の温度変化を抑える方向に制御することで結果的に過熱蒸気循環層部における熱回収量の変化にもかかわらずその熱回収量変化をおぎなつて流動層主燃焼部の温度を所定温度ないし望ましい温度領域に保持することができる。

従つて、例えば石炭を燃焼させる場合、燃焼部の温度が 700°C 前後から低い温度に下がるに従い未燃物や一酸化炭素の発生が急増し、また層内脱硫は $800\sim 850^{\circ}\text{C}$ に最高効率点があり、脱硫効率は燃焼温度が最高効率点より低くなるにつれて漸減し、逆にそれより高くなるにつれ激減するが、本発明によるときは流動層主燃焼部における温度を最適の温度範囲内に維持するのが容易となり、効率的に燃焼を維持でき発生 SO_x を低く抑えると共に希望する温度の過熱蒸気を得ることが可能となる。

良好な燃焼による効果を詳述すると次の如くである。

流動層炉においては、燃焼の50~80%程度は流動層内で行なわれるが、流動層主燃焼部の温度を最適温度に維持

できることから、燃焼効率を高く保持できる。従つて高いボイラ効率を得ることができるのみでなく、生成する灰分も未燃分が少なく安定した少量のものとなる。又、排ガス中のCOの濃度を抑えることができる。

脱硫につき詳述すると次の如くである。

流動層に流動媒体に近い粒径のないしは若干大きな粒径のライムストーンやドロマイト等のカルシウム炭酸塩等の化合物を投入することにより、これらカルシウム化合物が流動層内で脱炭酸反応を起し活性化して燃焼物に含まれる硫黄分の酸化による生成SOxと反応して、石膏等に固定脱硫するいわゆる層内脱硫を高効的に行いするので投入カルシウム量が少なくても低い排ガスSOx濃度となり公害を軽減すると同時に、カルシウム費用が灰の生成量を小さいものとすることができる。

さらに、総括伝熱係数は従来の排ガス中におかれた蒸気過熱器が $40\text{Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ と低いのに対して、流動媒体層内であるために $80 \sim 200\text{Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ 前後と、2～5倍となり、加熱源も 800°C 前後の温度をもつ流動媒体であり、温度差を運転条件にかかわらず大きくかつ安定して確保でき、従つて所定伝熱面積は $1/2 \sim 1/10$ 程度ですむことになる。

また、部分負荷運転を行なう場合、本発明によれば、循環層部からの熱回収量を部分負荷の割合に応じて散器管供給空気量を削減することにより減少させることによつて流動層温度を最適温度に維持できるため、容易に燃焼物を部分負荷に応じた量に減らすことができる。

従つて、蒸発量ターンダウン比20～30%まですみやかに円滑に無理なく同様の空気比、高いボイラ効率を維持しながら変化させることができる。

この場合、蒸気の流速も当然低下するが、蒸気出口温度がほぼ一定となるよう蒸気過熱循環層部において総括伝熱係数の変化を主体とした熱回収量の減小を得るべく散気管吹込風量を減小して流動を弱める。従つて、蒸気の流速低下による管内境膜伝熱係数の低下と同時に管外の境膜伝熱係数も流動が弱まることで低下する。そのため、管壁温度は極端に管外の流動媒体温度に近づくことをさけることができる。なお、伝熱層内には、例えば第2図又は第3図に示すようにリボンをひねつたり、コイルをひつぱつたりしたような乱流促進材27, 28を挿入しておくのが好ましい。これにより、蒸気であつても液体並みの管内境膜伝熱係数とすることができかつ流速減小による管内境膜伝熱係数の低下も小さくてすむ。

このため、流動媒体の流動が弱まるとはいつでも反射仕切寄りの部分は管外境膜伝熱係数の低下が遅れることになる。この様に循環層部への供給風量をしばつてゆくとときにはなかなか流動の弱まりにくい部分における、伝熱管には蒸気の過熱の進んでない部分を通すとか、乱流促進を強める、耐熱性の高い材質を用いる、肉厚管を用いるなどの対策も有効である。更に効果的対策としてこの部分の伝熱等への供給蒸気は常に一定量以上流して流動の

弱まり易い部分の伝熱管での供給蒸気量を主に加減するようにすれば、伝熱管の温度管理が良好となり寿命を改善することができる。

停止時には、管外は全体が固定層の微弱な伝熱量となるために、余熱による微かな発生蒸気だけでも十分管壁を冷却することができる。しかも循環層の保有流動媒体量は少いので、1時間で $400 \sim 600^\circ\text{C}$ 前後にまで放熱で冷えてしまうため、材質にステンレス系のものを用いることにより、停止後の管理の問題はなくなる。

以上、蒸気過熱器を例にのべたが、例えば再熱式タービンへの蒸気供給のためのボイラの場合、蒸気過熱器とともに蒸気再熱器も設けるとよい。

この場合蒸気再熱器も蒸気過熱器と同様であるが、循環層部を流動層主燃焼部の温度制御部、蒸気過熱部、蒸気再熱部の3つの部分に分け、それぞれの部分の流動化

(散気) ガス供給を独立させて各々に流動化ガス量調節機構を設けて流動層主燃焼部温度、過熱器出口蒸気温度、再熱器出口蒸気温度によつて各々の部分への流動化(散気) ガス吹込風量を調節するとよい。

蒸気過熱循環層部や蒸気再熱循環層部での熱回収量が変動しても流動層主燃焼部の温度制御用循環層部によつて流動層主燃焼部の温度を介して補う形で熱回収量を調節するため、流動層主燃焼部においては常に適切な温度を保持しながら運転を継続することができる。

〔発明の効果〕

以上の様に本発明によれば、流動層温度を制御しながら次の事が可能となる。

- ・ 過熱器又は再熱器の伝熱面積を従来の $1/2 \sim 10$ 程度とすることができる。

- ・ 過熱器又は再熱器への伝熱量を調節して蒸気過熱温度を常に設定値に近い範囲に保持できる。このため減温器が不要となり、また必要以上に高い温度にさらす不安がなくなつて過熱器又は再熱器の寿命がのびる。

従つて、過熱器又は再熱器の補修費を小さなものとすることができる。さらに、循環層においては、下降する流動媒体の流れの中に伝熱面があることから、弱い流動—移動層であつても伝熱面周面に流動媒体の動かぬ部分は生じにくく、従つてスケーリングやデポジットの生成もほとんどなく熱回収量の経時変化はないといつてよい。

従つて、いたずらにスケール等による伝熱の低下を考慮して伝熱面積に余裕を持たせたりする必要はなく、また都市ごみ等スケーリングやデポジットを生成し易い燃焼物のボイラにも容易に過熱器ないし再熱器を設けることができる。このため、この様なものを対象とした設備におけるタービン効率を大巾に改善し、発電量を増加することができる。従つて、熱回収部を燃焼部より独立させた層内型循環型流動層ボイラの実用上化において単に熱回収を蒸気で行つたというにとどまらない、多大で多方面にわたる効果を生じ、本発明の意義は大であるといえる。

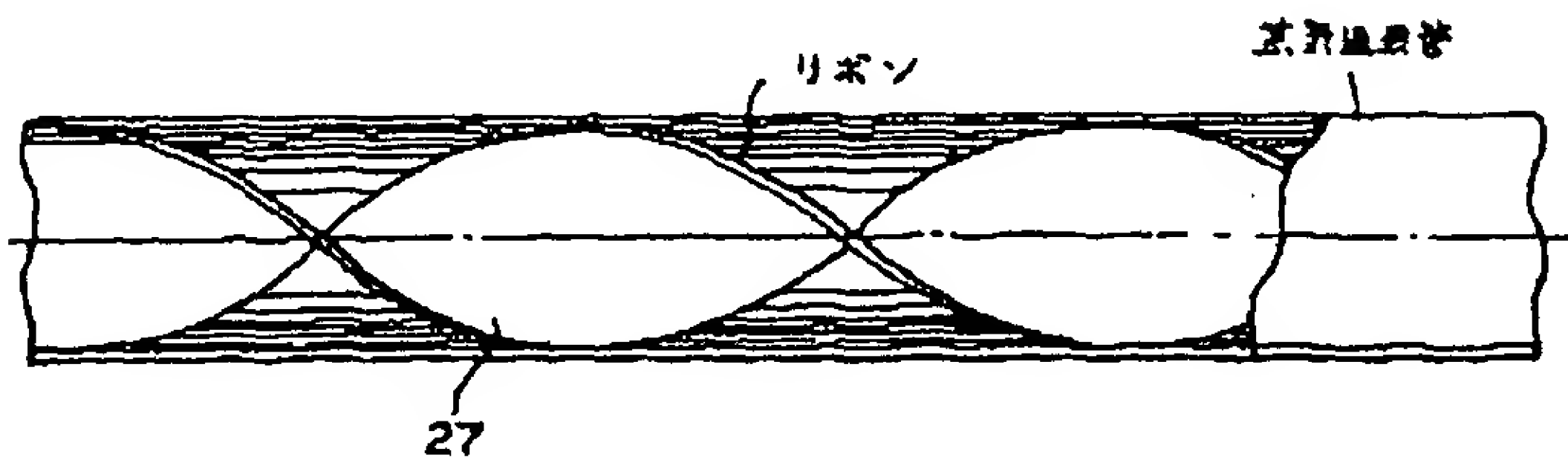
【図面の簡単な説明】

第1図は本発明の流動層ボイラの蒸気温度制御装置の一実施例を示す図、第2図及び第3図は伝熱管内に挿入する乱流促進材を示す図、第4図は流動化質量速度 (G_{mf}) と伝熱係数及び摩耗速度の関係を示す図、第5図及び第7図は本発明の改善の対象となつた旋回流型流動床式熱回収装置の一実施例を示す全体の縦断面図、第6図は第5図のボイラ室のA-A線における矢視図、第8図は熱回収室の流動空気量 (G_{mf}) と熱回収室に循環される流動媒体循環量との関係を示す図、第9図は熱回収室の散気ガス風量 (G_{mf}) と下降移動層沈降速度の関係を示す図、第10図は熱回収室下部の開口部に設けた仕切りを説明するための断面図、第11図は第10図のD-D線における矢視図、第12図、第13図、第14図、第15図及び第16図は、夫々本発明の改善の対象となつた旋回流型流動床式熱回収装置の他の実施例を示す全体の断面図、第17図は第13図乃至第16図に示す実施例における熱回収室の伝熱管並びに散気装置を説明するための図面、第18図は同水管の垂直部分、及び開口部の配列を説明するための図面、第19図、第20図及び第21図は、散気装置の設置状

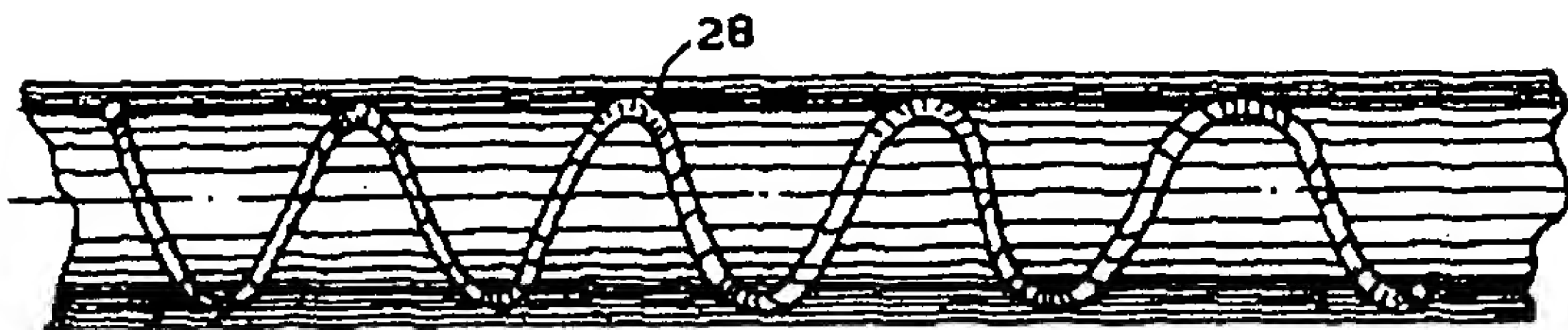
態及び該散気装置に設けられたガス噴出口の開口の状態を説明するための図面、第22図、第23図及び第24図は、夫々第19図、第20図及び第21図に示す如き散気装置を設けた場合における開口Bからのガス質量速度と開口A、B、Cからのガス質量速度の関係を示す図面、第25図、第26図及び第27図は、夫々第19図、第20図及び第21図に示す如き散気装置を設けた場合における各噴出口から噴出されるガスの質量速度の相関関係を示す図面、第28図は散気装置を水平に設け、且つ噴出口を均一に設けた場合と、第21図に示す如き散気装置を設けた場合における平均散気ガス質量速度と平均伝熱量との関係を示す図面、第29図は熱回収室平均散気ガス量と伝熱係数との関係を示す図面、第30図は循環層部を2つに区分して使用する場合を説明するための図面である。

1, 51……炉、2, 52……分散板、4, 5, 6, 54, 55, 56, 56' ……空気室、8, 58……反射壁仕切、9, 59……循環層部（熱回収部）、12, 12', 62……散気装置、13, 63……開口部、15, 15', 65……伝熱管、21, 25……温度測定器、22, 26……温度制御器、24, 27……流量調節ダンパ

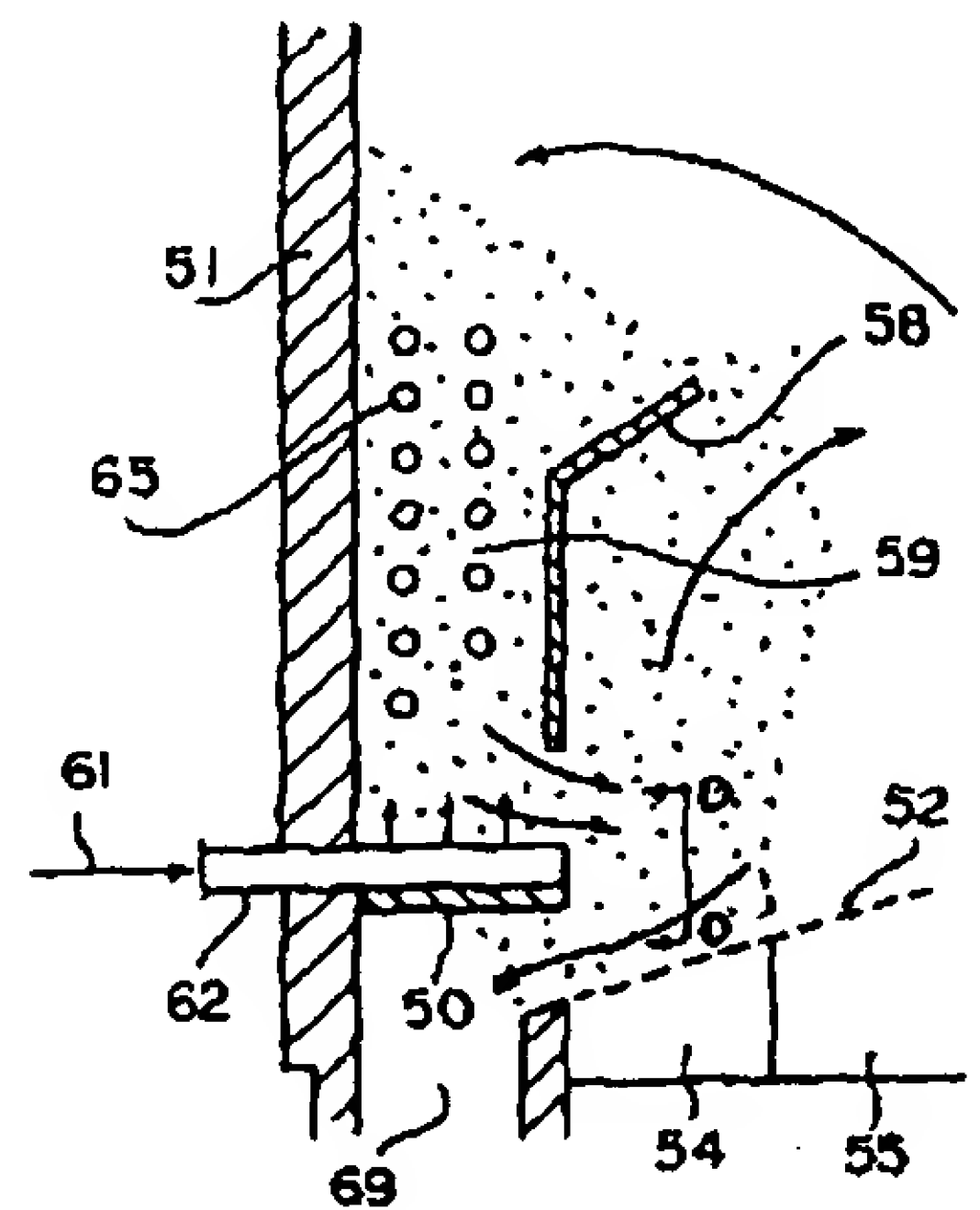
【第2図】



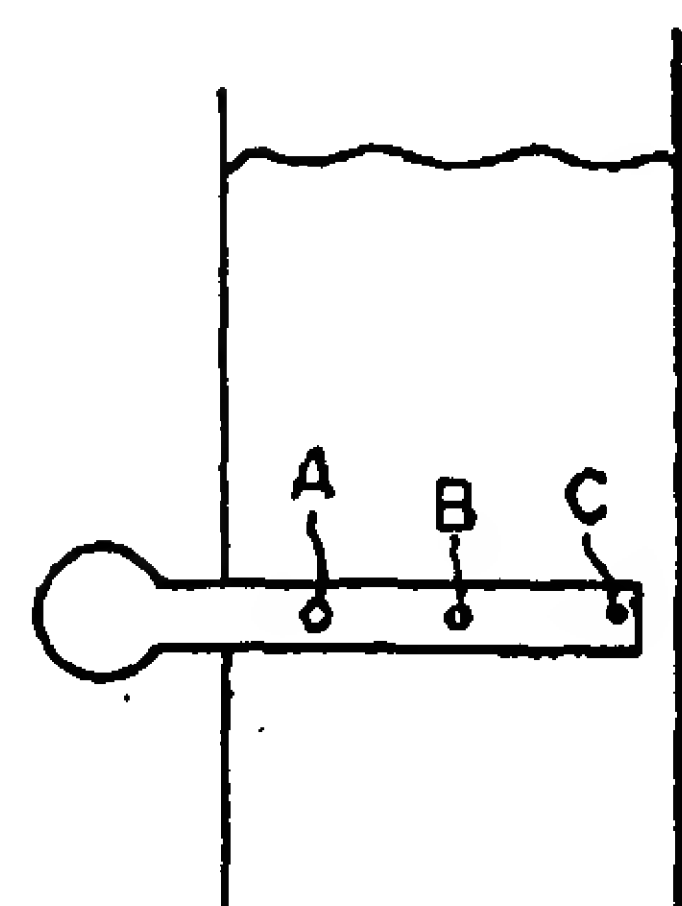
【第3図】



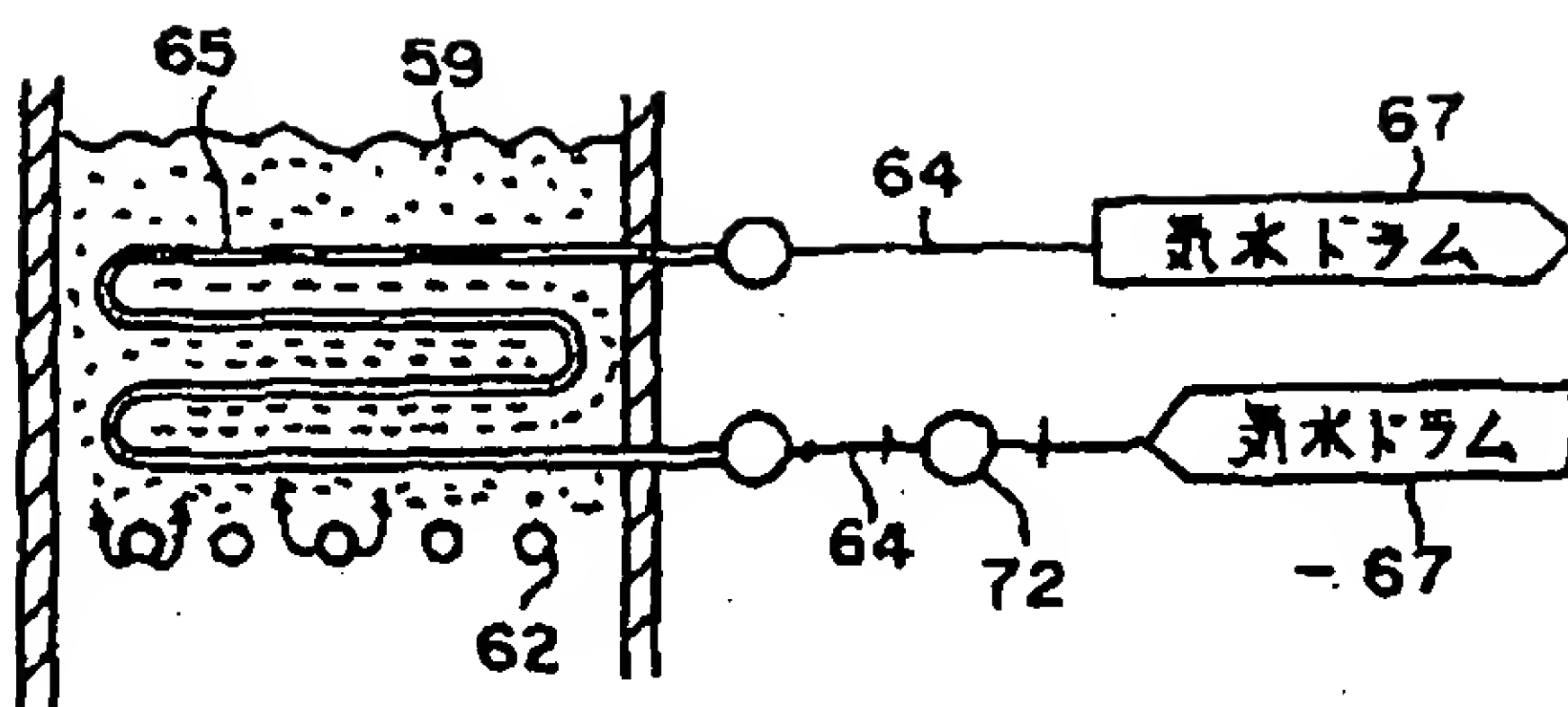
【第10図】



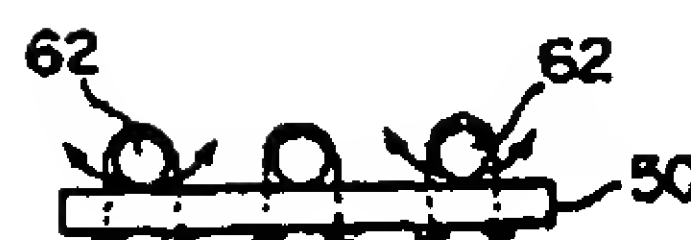
【第19図】



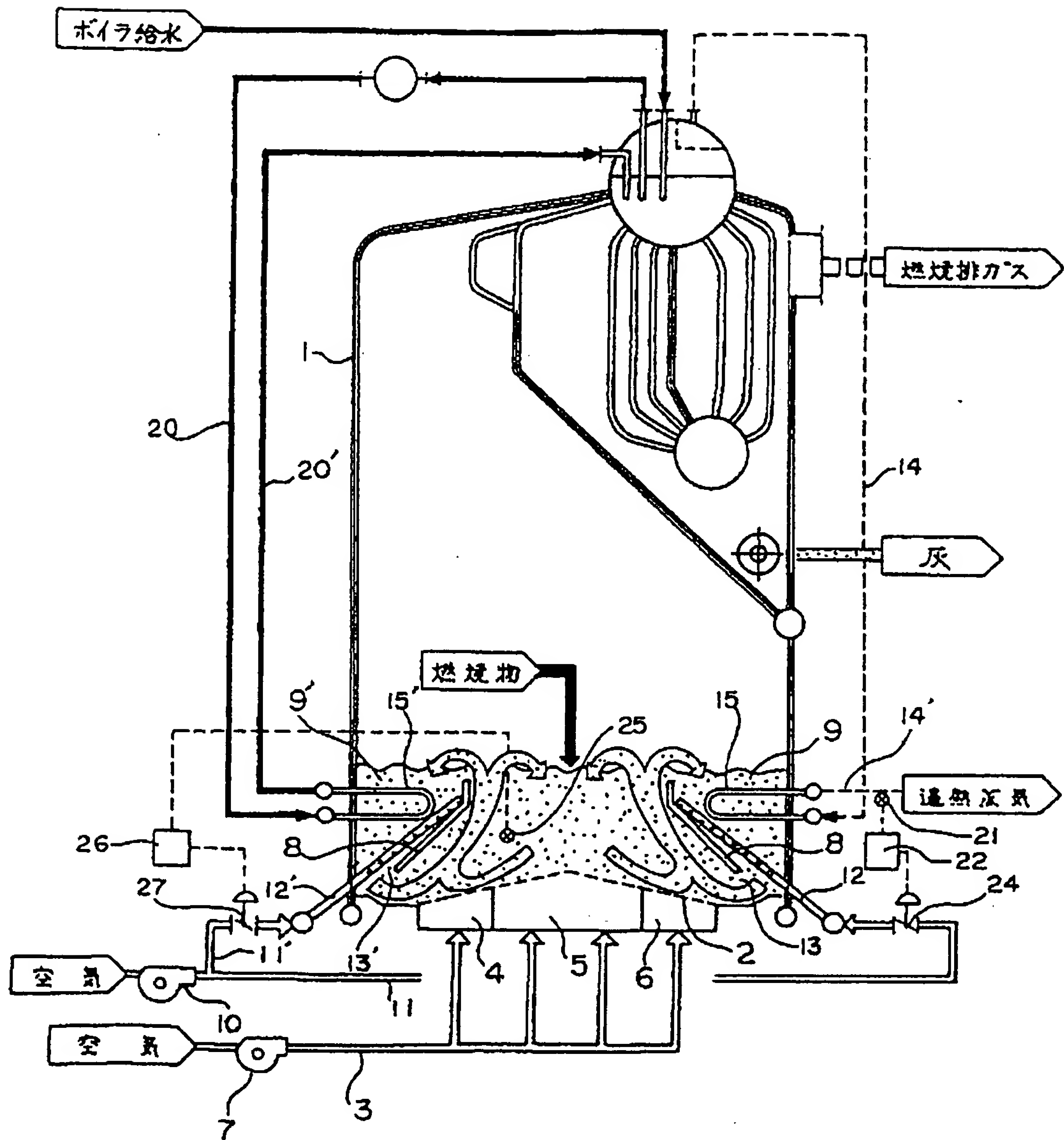
【第6図】



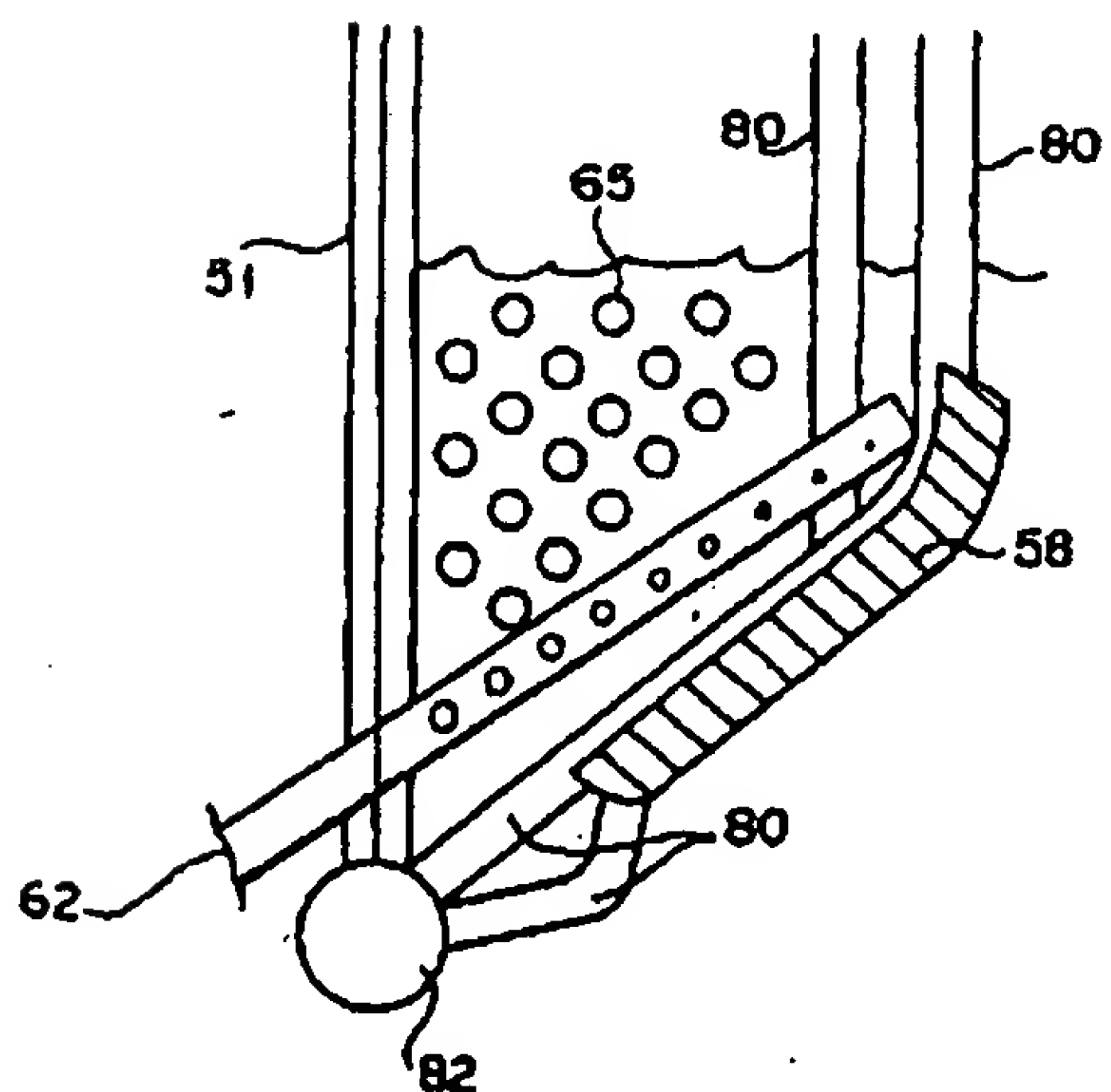
【第11図】



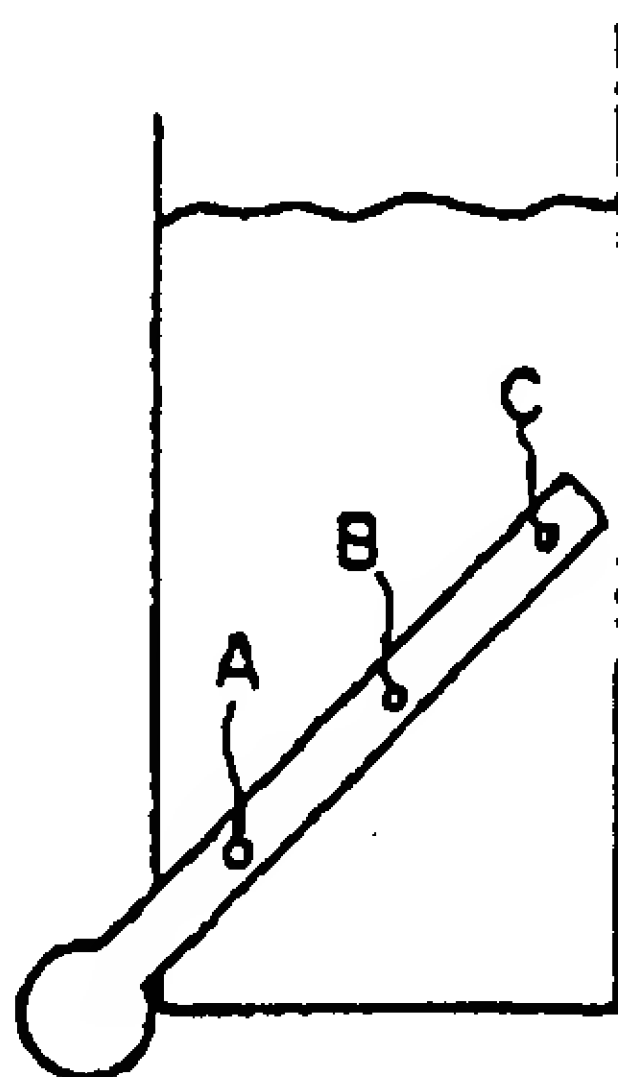
【第1図】



【第17図】



【第20図】



【第21図】

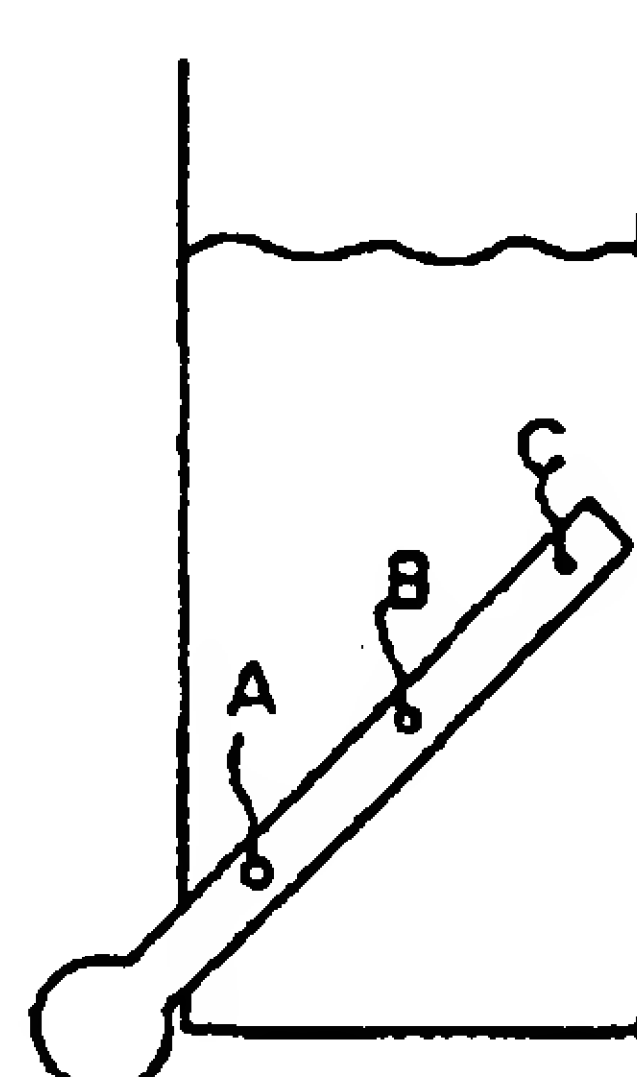
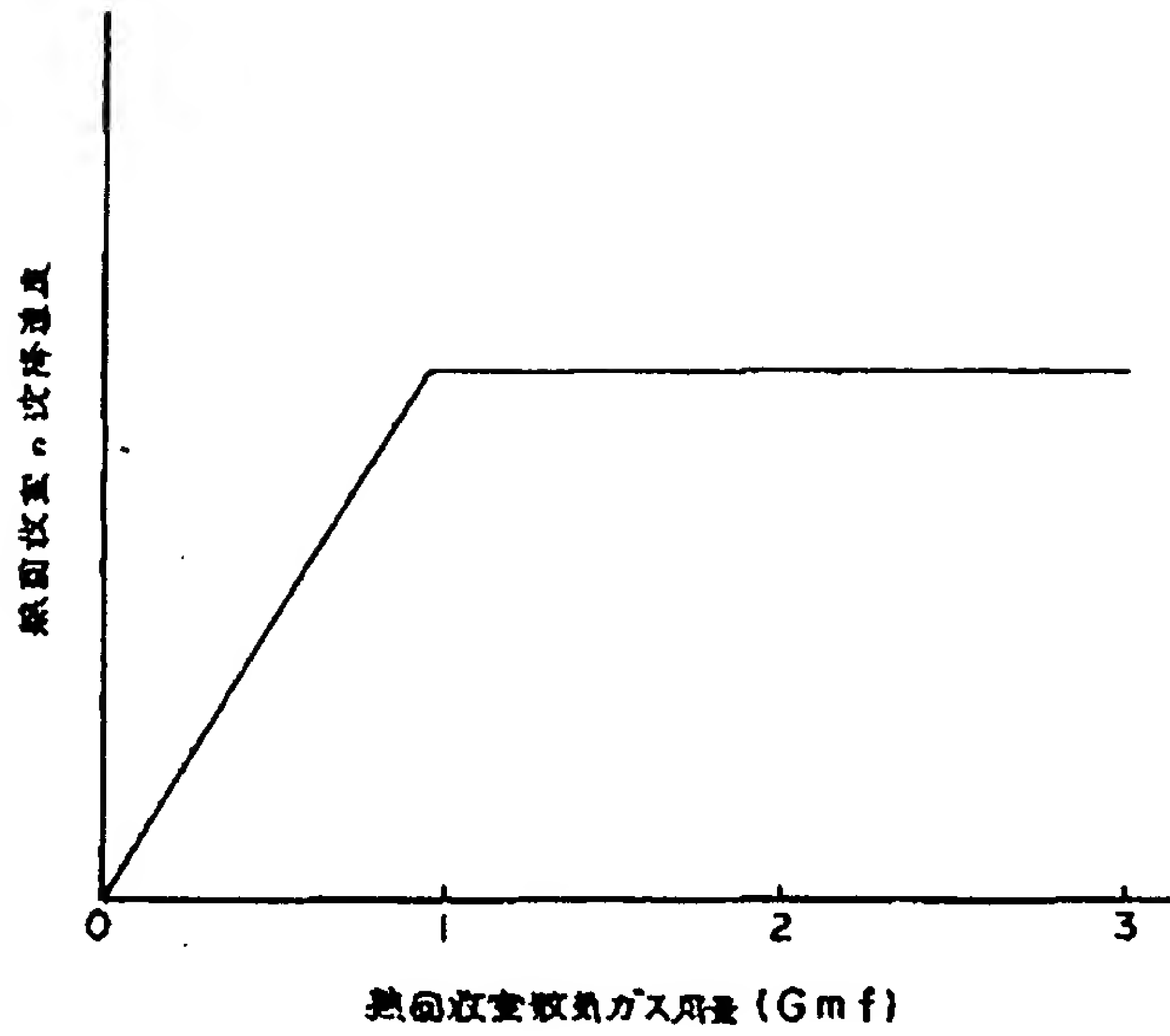


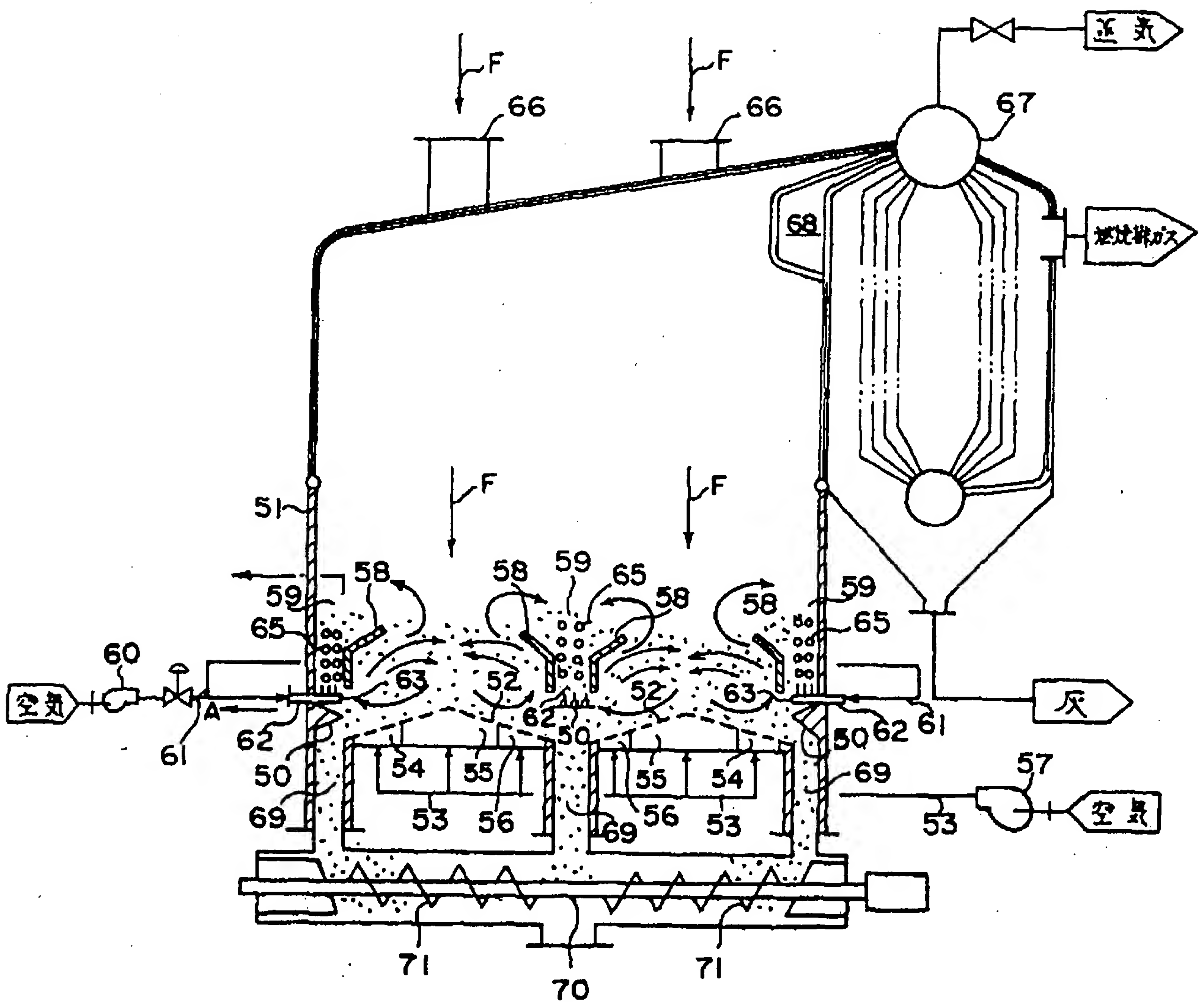
Figure 1 is a log-linear plot showing the relationship between the ratio of gas flow rate to inlet gas flow rate (G_1/G_0) and the inlet gas flow rate (G_{mf}). The y-axis is logarithmic, ranging from 0.1 to 10. The x-axis is linear, ranging from 0 to 10 G_{mf} . Two curves are plotted: L_1 (upper curve) and L_2 (lower curve). Both curves show an increasing trend, with L_1 being steeper than L_2 .

注: Gmf は液体流動化速度
 G_1 は流 媒体層摩費
 L_1 は流動層高の流動空気の吹き込み、
 状態では切型上端まである場合
 L_2 は流動空気の吹き出しの短距離における
 流動層高がほぼ仕切型上端になる
 場合
 G_0 は L_1 の場合の流動空気量 $3Gmf$ における
 流動媒体層摩費

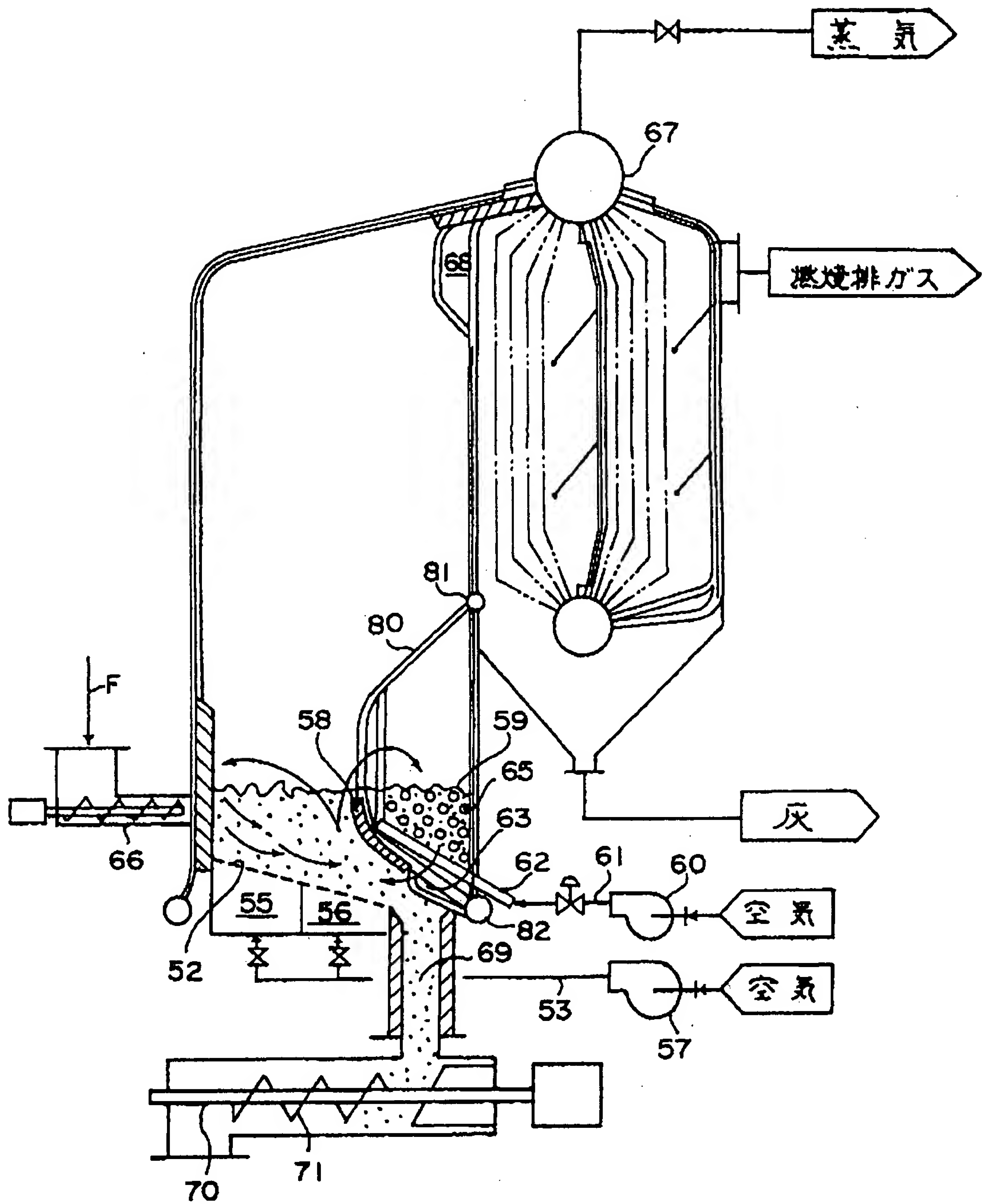
【第9図】



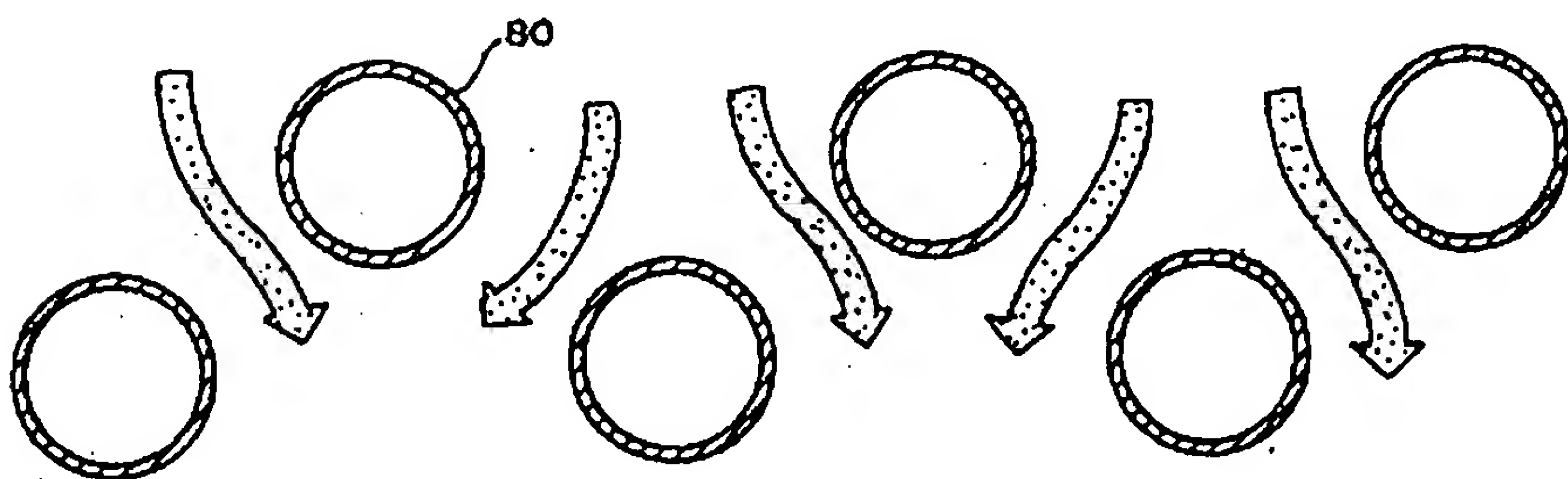
【第12図】



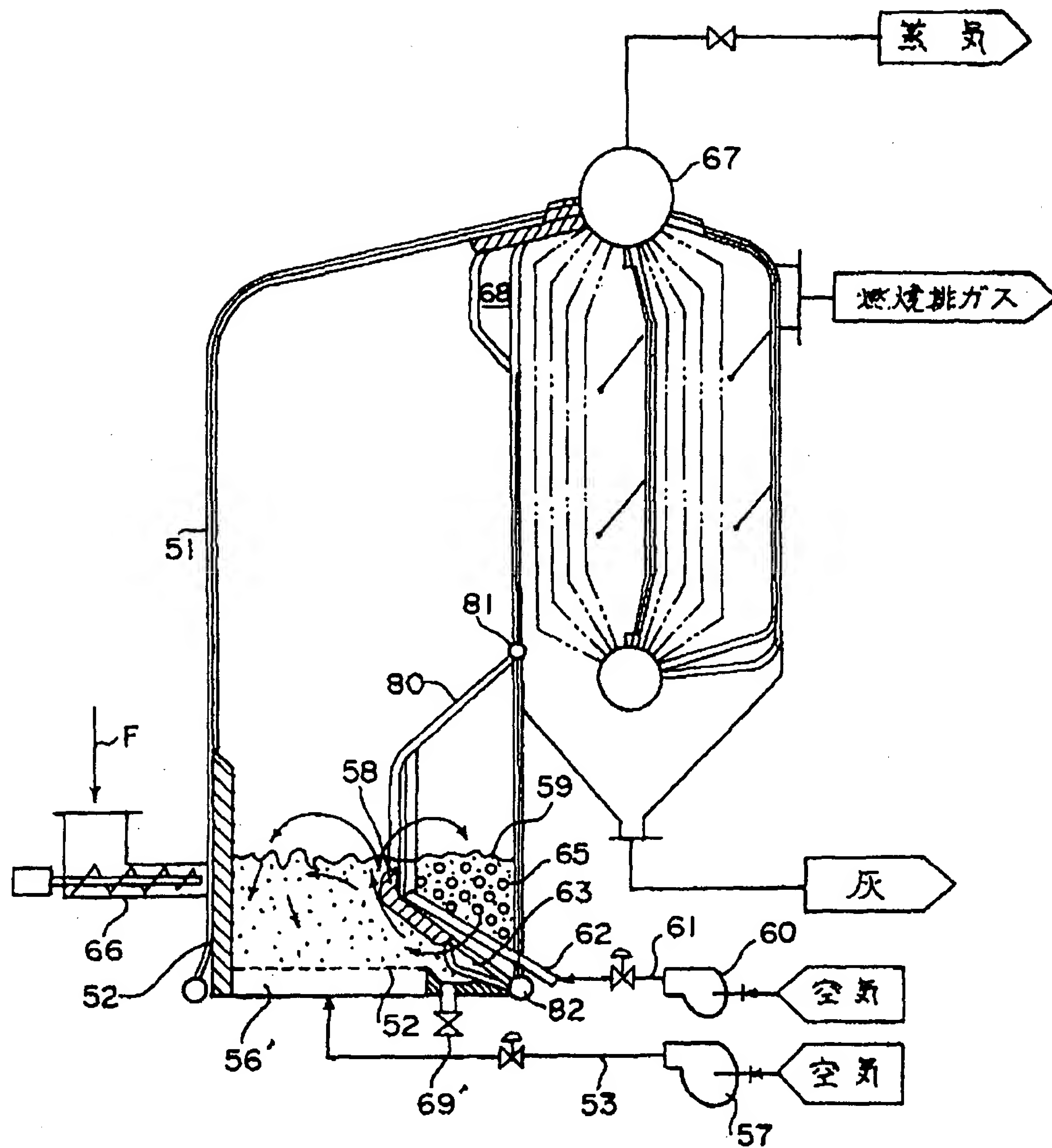
【第13図】



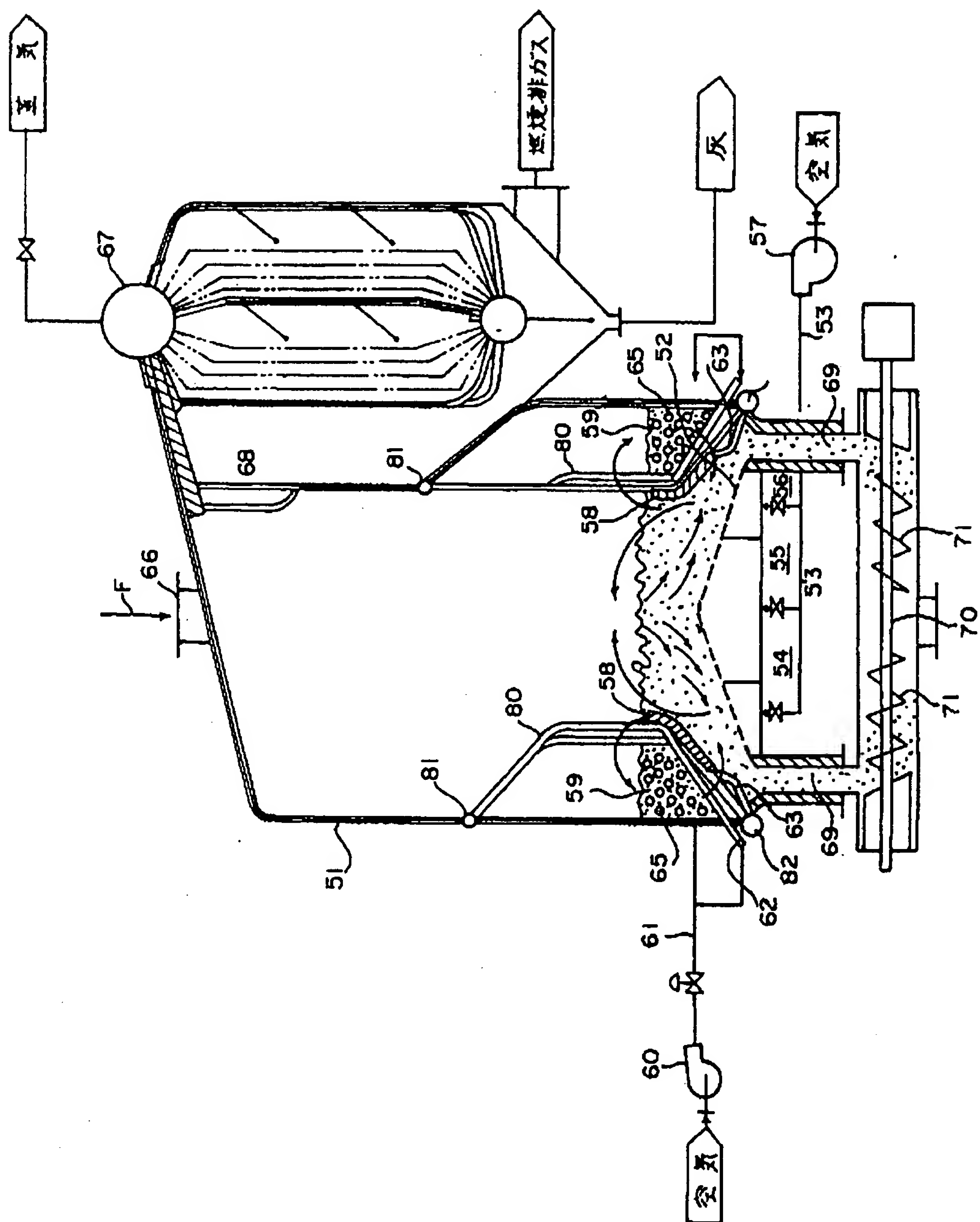
【第18図】



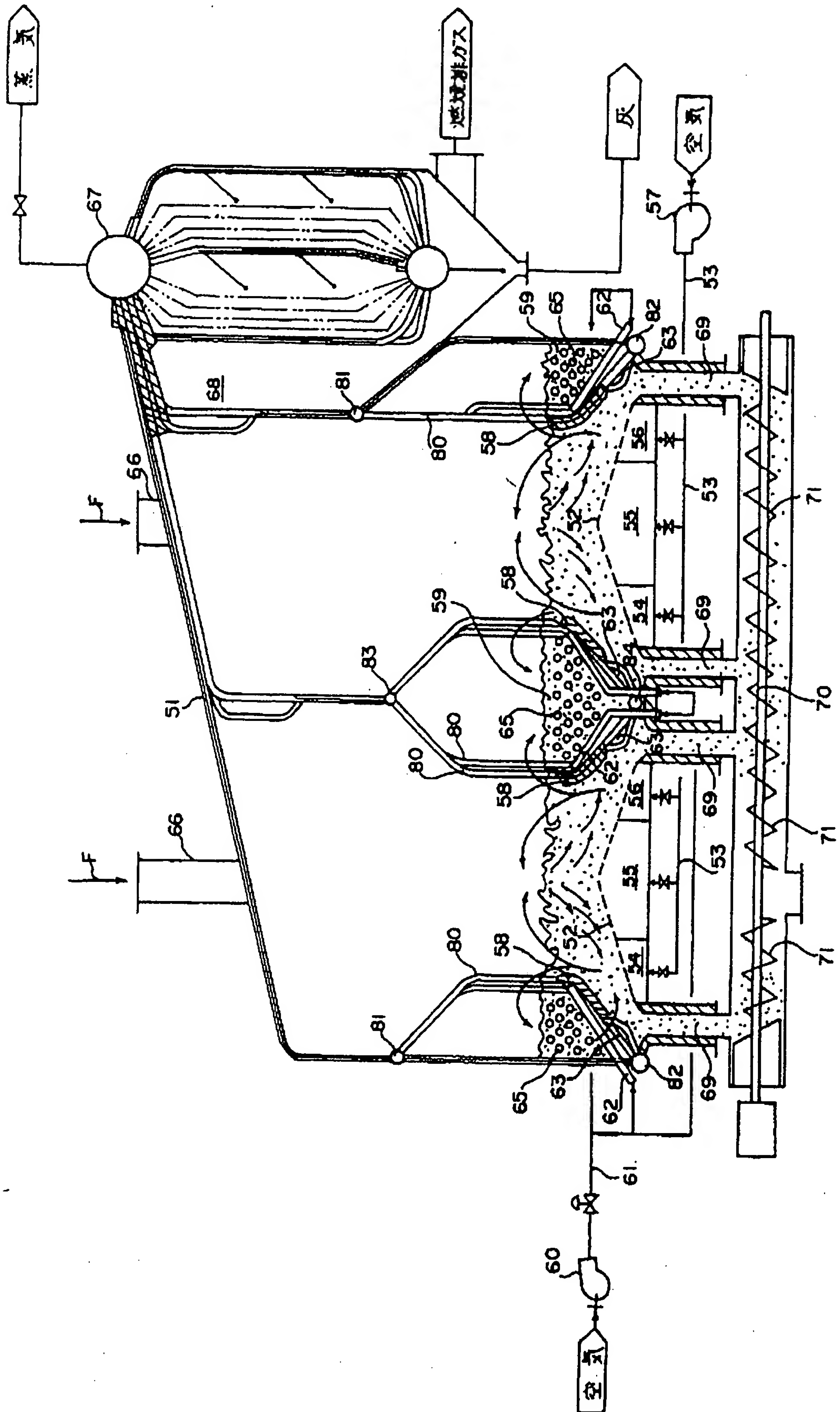
【第14図】



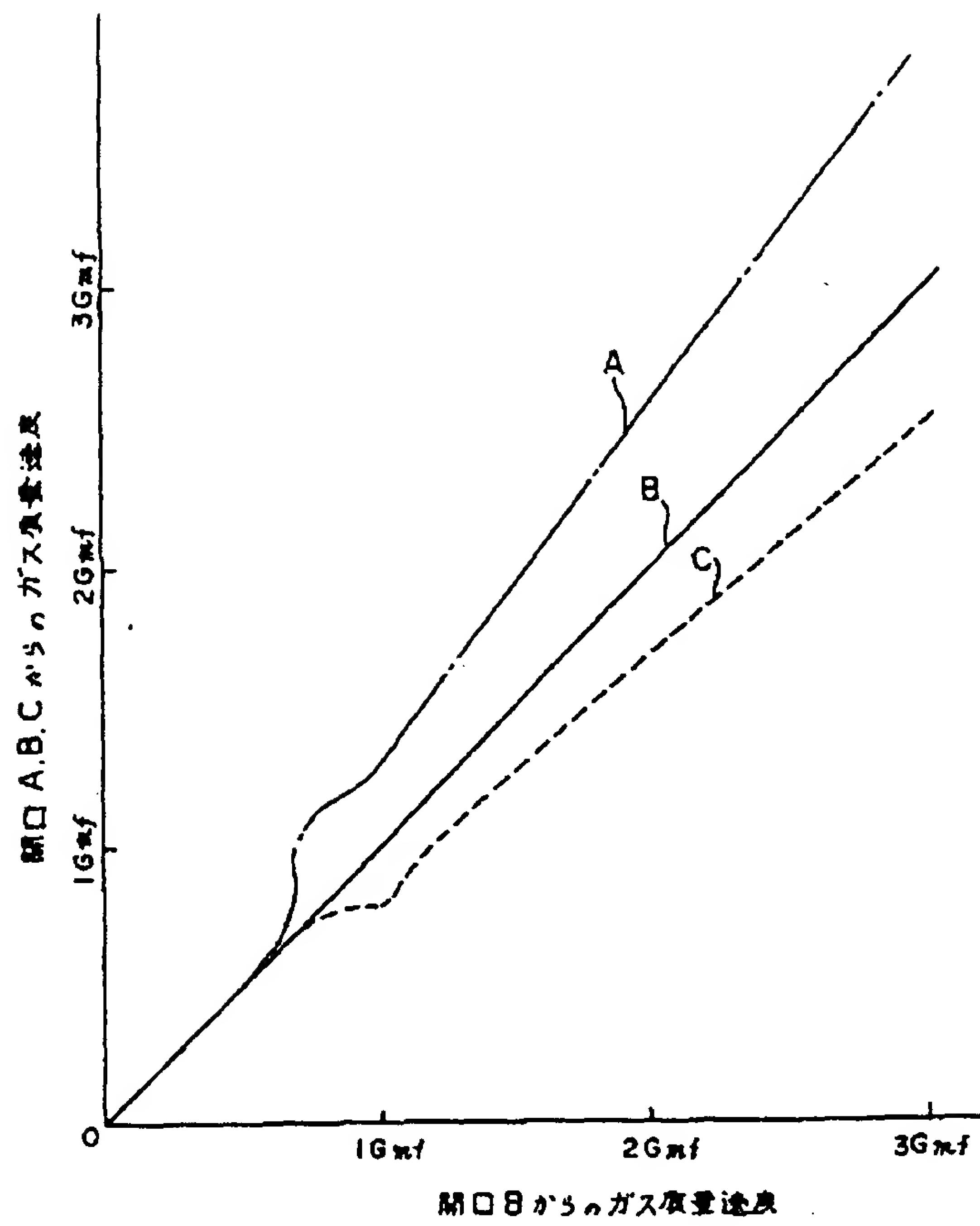
【第15図】



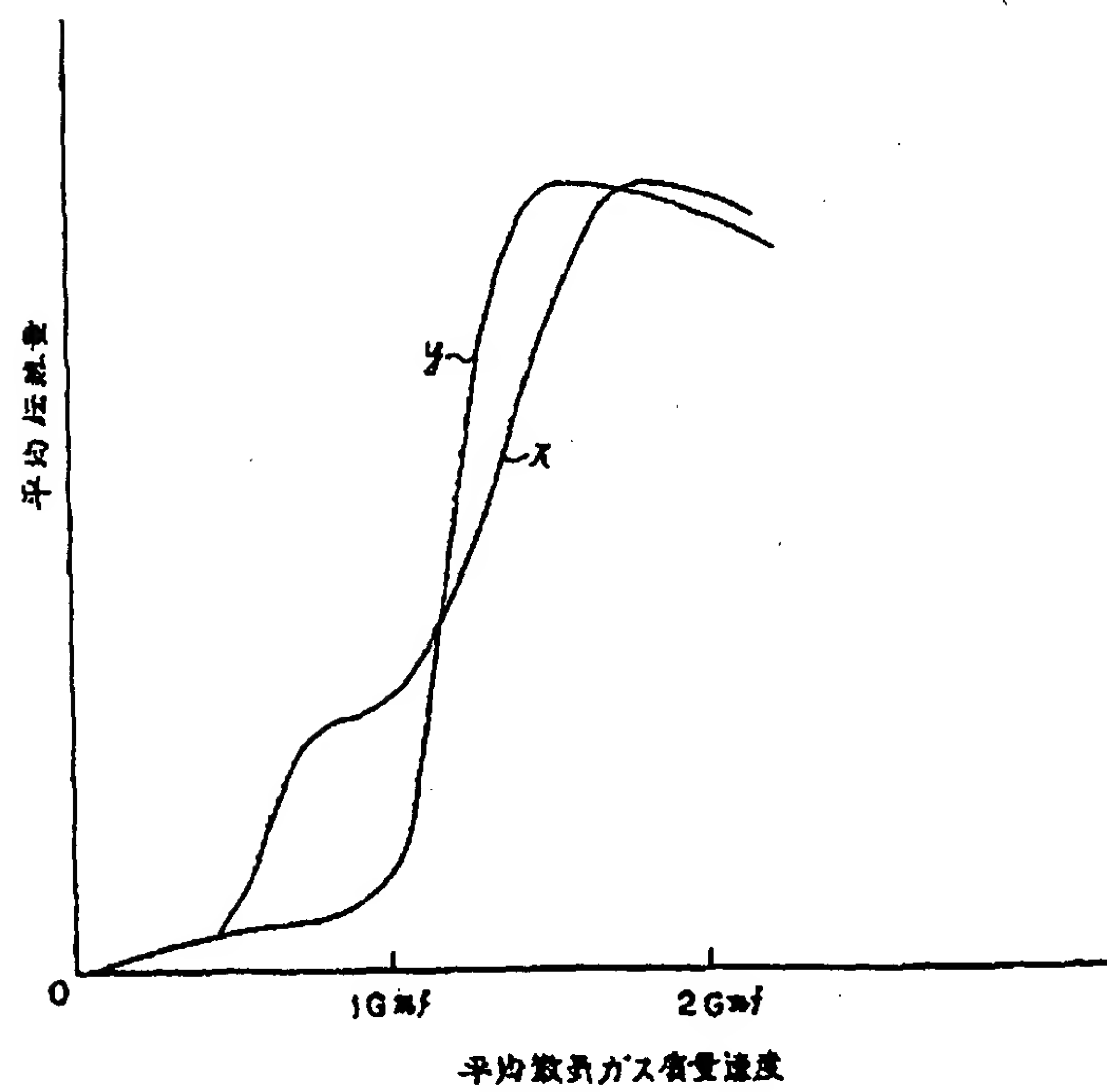
【第16図】



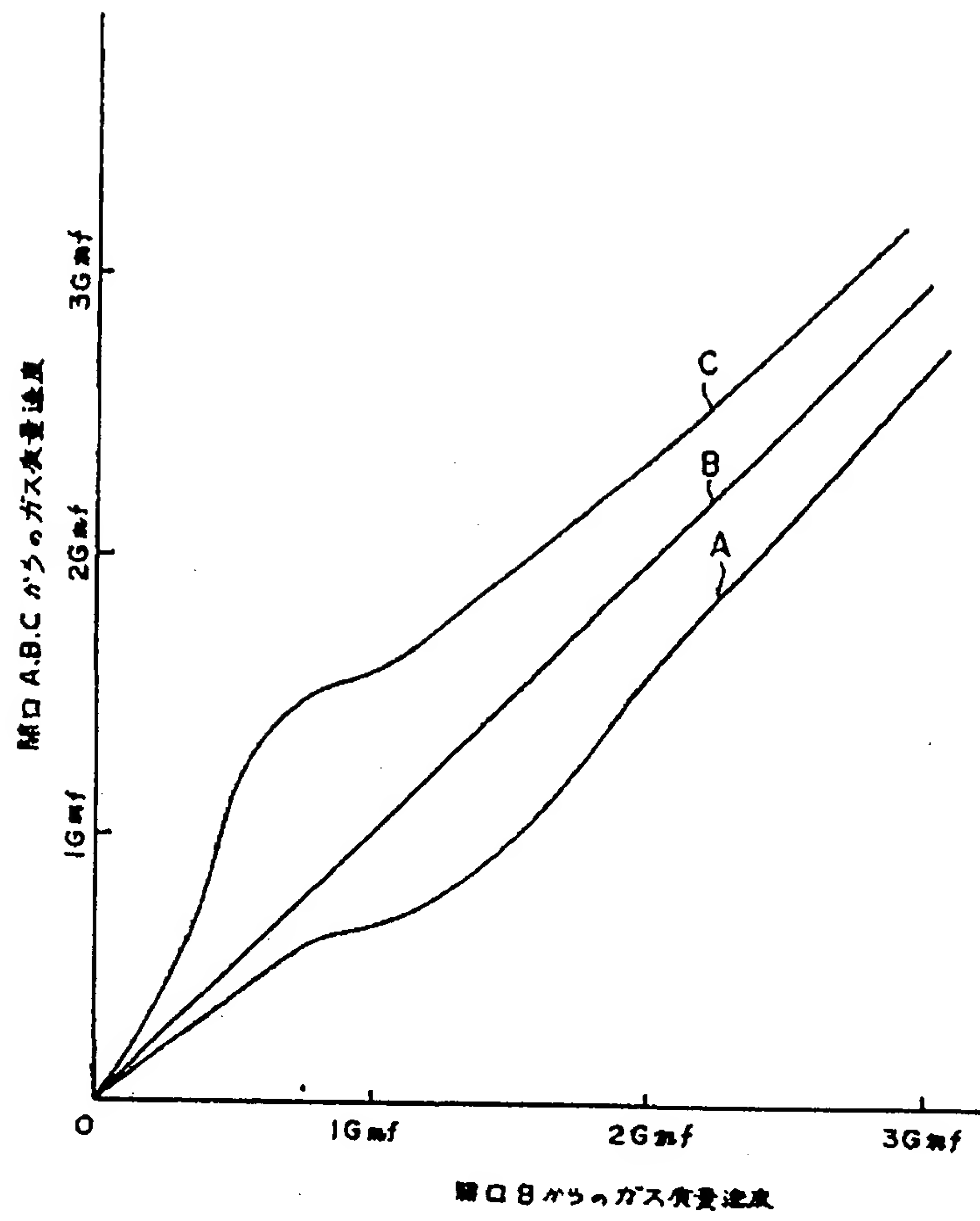
【第22図】



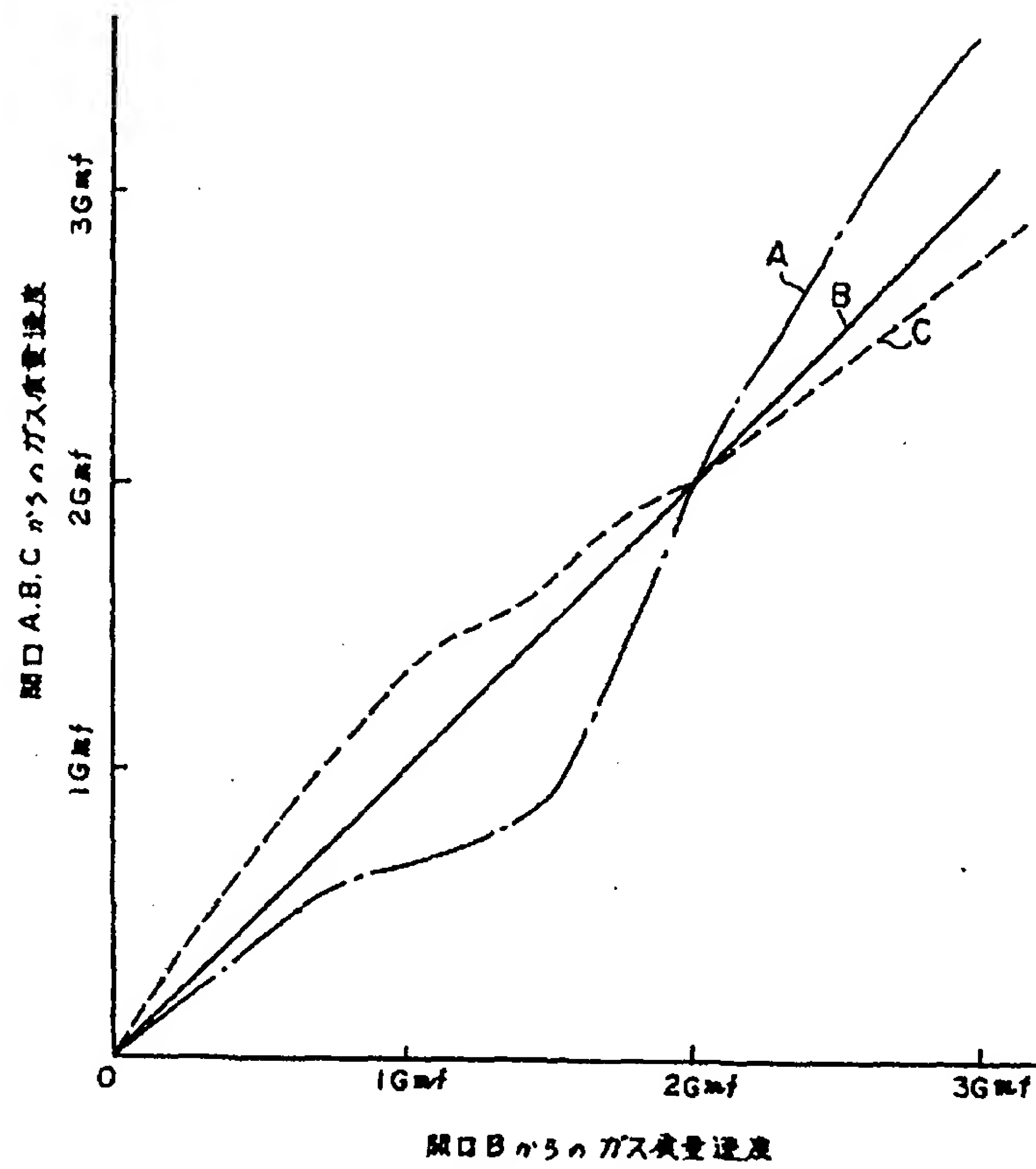
【第28図】



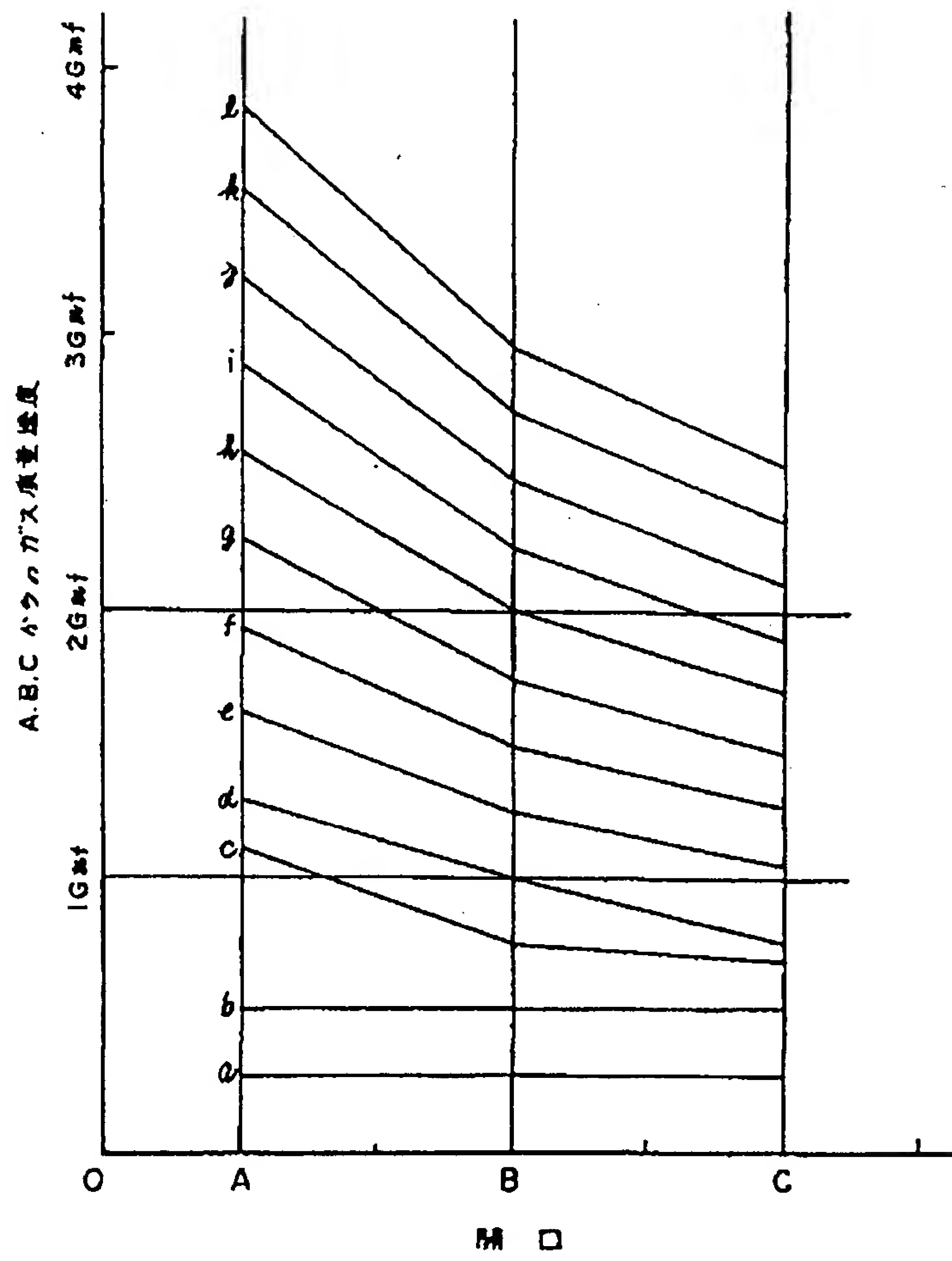
【第23図】



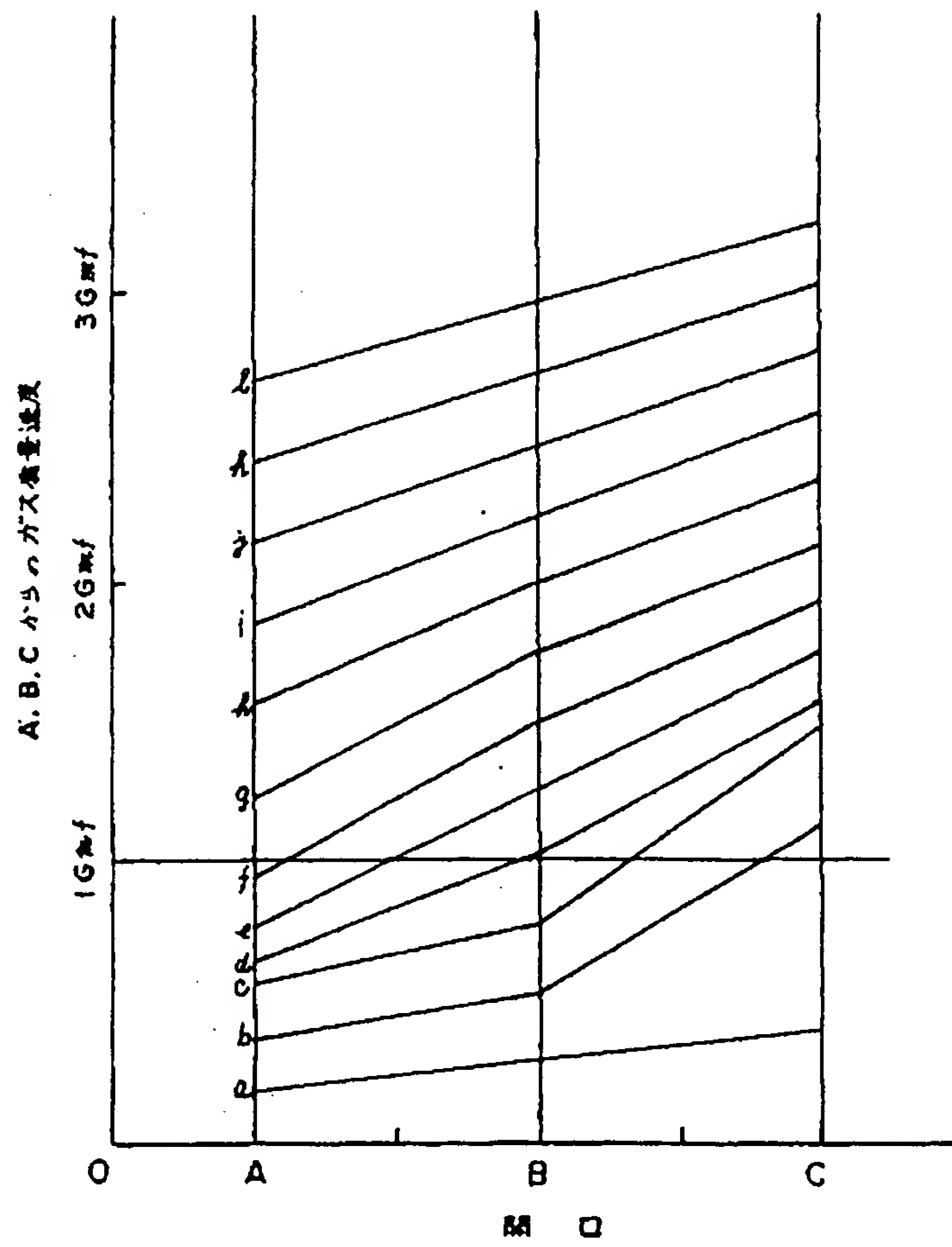
【第24図】



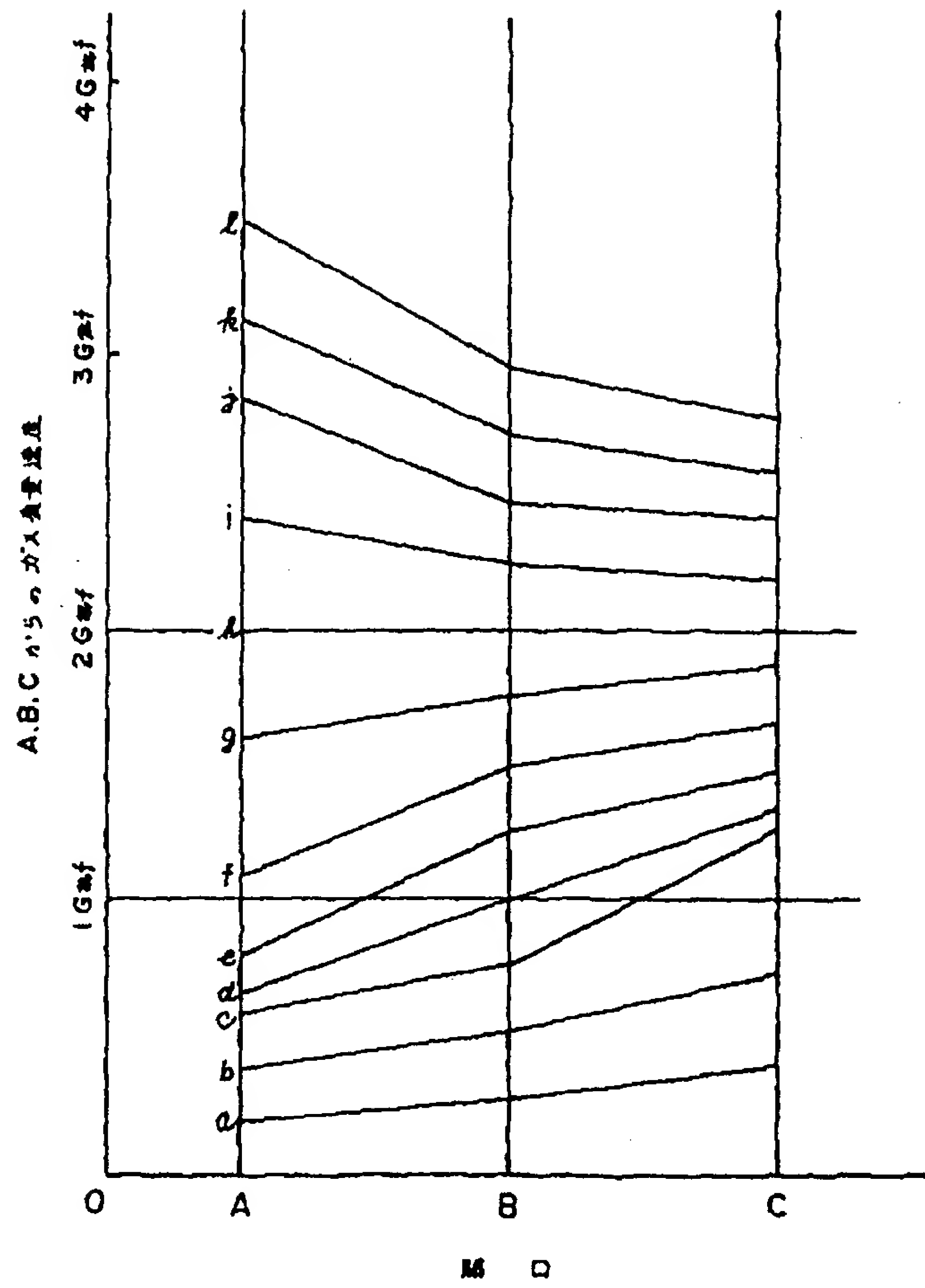
【第25図】



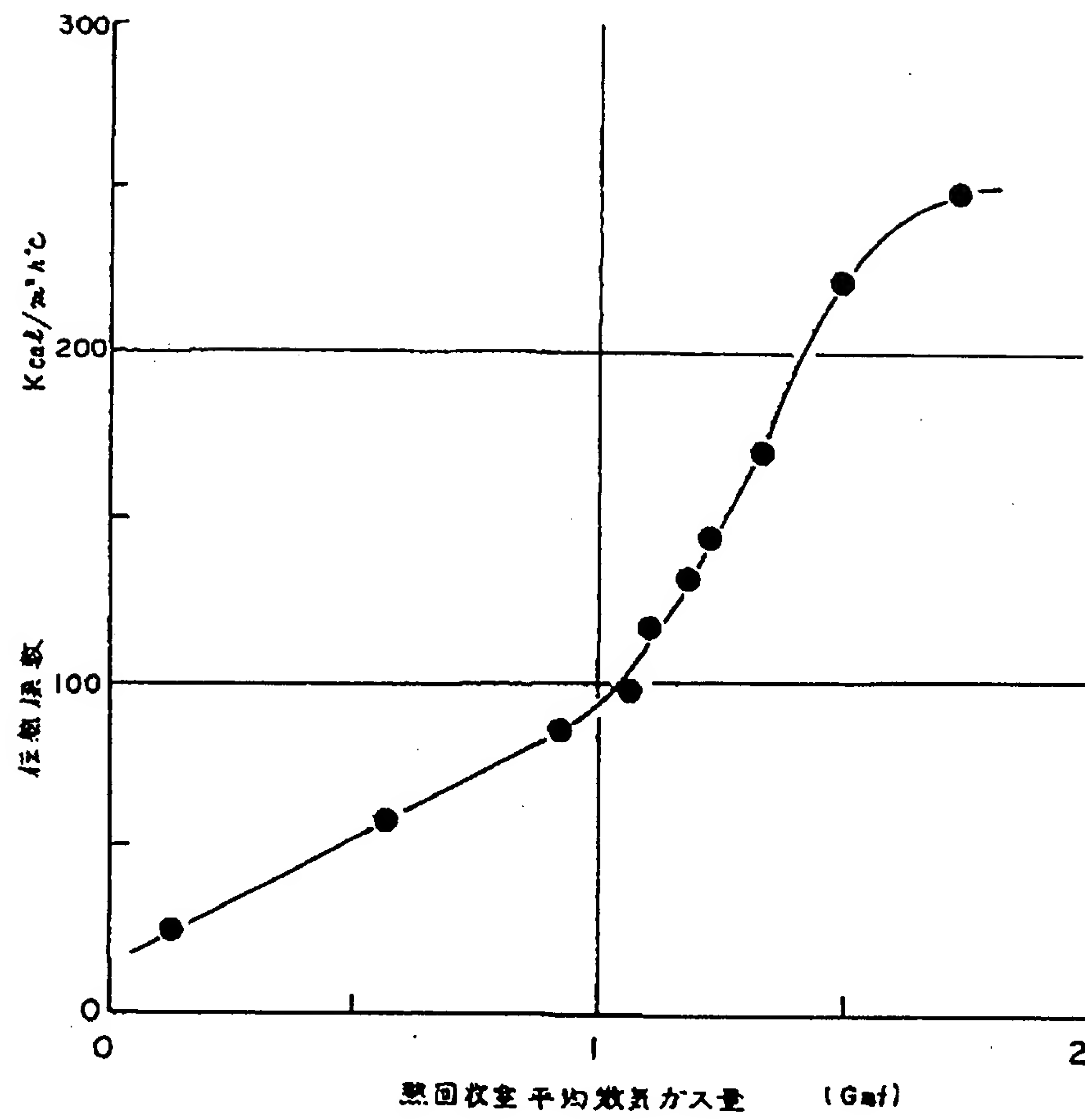
【第26図】



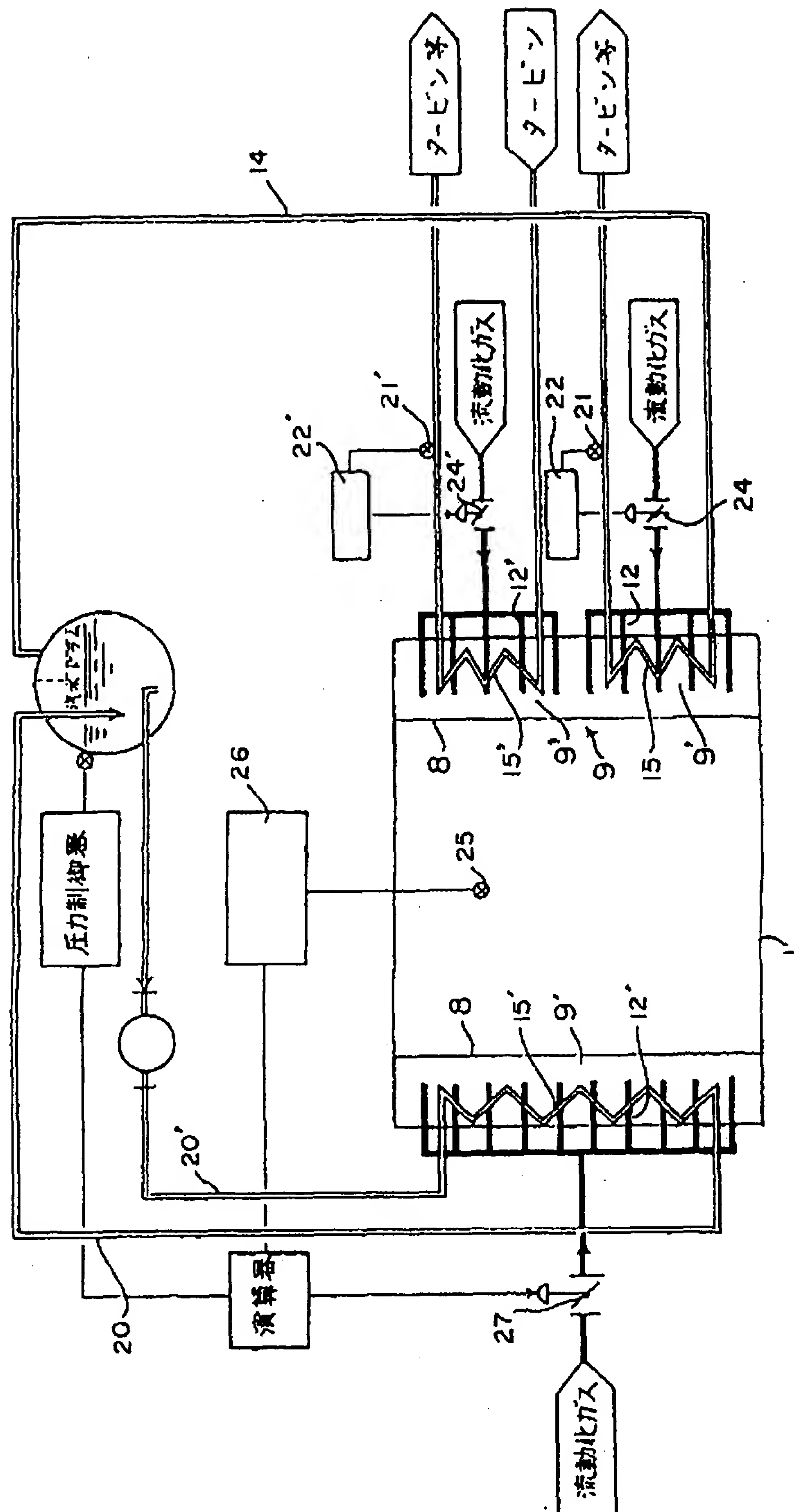
【第27図】



【第29図】



【第30図】



フロントページの続き

(72) 発明者 犬丸 直樹
東京都大田区羽田旭町11番1号 株式会社
荏原製作所内

(72) 発明者 川口 一
東京都大田区羽田旭町11番1号 株式会社
荏原製作所内

(56)参考文献 特開 昭49-95470 (J P, A)